

**VŠB – Technická univerzita Ostrava**

**Fakulta strojní**

**Katedra výrobních strojů a konstruování (340)**

**Optimalizace zkušebního stojanu pro vibrační  
zkoušky světlometu**

***Optimization of a Fixture for Headlamp Vibration Tests***

Student:

Bc. Ladislav Piruch

Vedoucí diplomové práce:

Dr. Ing. Jaroslav Melecký

Ostrava 2013



## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Ladislav Piruch**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství  
Specializace: 72 Technická diagnostika, opravy a udržování  
Téma: **Optimalizace zkušebního stojanu pro vibrační zkoušky světlometu**  
**Optimization of a Fixture for Headlamp Vibration Tests**

### Zásady pro vypracování:

Cílem diplomové práce je pomocí FEM simulace zoptimalizovat tuhost zkušebního stojanu dle daných specifických požadavků. V rámci diplomové práce proveďte:

- 1) Zpracování literární studie dané problematiky (FEM simulace, konstrukce zkušebních stojanů, vibrační zkoušky).
- 2) Provedení FEM simulace a vyhodnocení výsledků daného konstrukčního řešení včetně srovnání s měřením.
- 3) Optimalizace zkušebního stojanu (návrh nejvhodnějšího řešení s ohledem na tuhost a funkčnost).
- 4) Vypracování seznamu zásad týkajících se konstrukce zkušebních stojanů.

Bližší specifikaci nutných technických údajů provede firma Hella Autotechnik s.r.o., Mohelnice.

### Seznam doporučené odborné literatury:

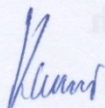
- HAVLÍČEK J. a kol. *Provozní spolehlivost strojů (2. přepracované vydání)*. Praha, SZN 1989. 616 s. ISBN 80-209-0029-2.
- ZIEGLER, J., HELEBRANT, F. *Technická diagnostika výrobních zařízení*. VŠB Ostrava, 1992. 175 s. ISBN 80-7078-111-4.
- Podkladové materiály firmy Hella Autotechnik s.r.o., Mohelnice.
- LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky (4. přepracované vydání)*. Úvaly, 2008, ALBRA – pedagogické nakladatelství. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
- ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Dr.Ing. Jaroslav Melecký**

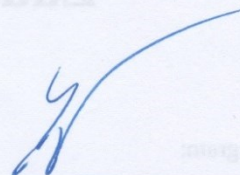
Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013



---

doc. Dr.Ing. Ladislav Kovář  
vedoucí katedry



---

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě .....

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že:

- Byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č.121/2000 Sb., autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, же Высoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB - TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB - TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB - TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB -TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, же оdevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek obhajoby.

V Ostravě:.....

.....

Podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Ladislav Piruch

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Újezd 348, 783 96

## **ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE**

PIRUCH, L. Optimalizace zkušebního stojanu pro vibrační zkoušky světlometu: Diplomová práce. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2013, 88. s. Vedoucí práce Dr. Ing. Jaroslav Melecký.

Diplomová práce se zabývá porovnáním simulace s reálným měřením. Další část diplomové práce se zabývá optimalizací stojanu pro vibrační zkoušky světlometu. Je zaměřena na návrh stojanu pro světlomet automobilu, porovnání jednotlivých konstrukčních návrhů, rozhodujících faktorů pro jejich konstrukci a provedení FEM simulací. Cílem je navrhnout optimalizovaný stojan pro světlomet, který by splňoval vstupní požadavky na následné použití pro vibrační zkoušky světlometu. V poslední části jsou uvedeny zásady při konstruování zkušebního stojanu.

## **ANNOTATION OF THESIS**

PIRUCH, L. Optimization of a Fixture for Headlamp Vibration Tests: The diploma thesis. Ostrava: Faculty of Mechanical Engineering VŠB-Technical University of Ostrava, 2013, 88. p. Thesis, Head: Dr. Ing. Jaroslav Melecký

This thesis deals with a comparison of simulations with real measurement. Another part of the thesis deals with the optimization of a stand for the headlight vibration test. It focuses on a design of the stand for the car backlight, compares individual engineering design and factors for their construction and implementation of FEM simulations. The aim of the thesis is to design an optimized stand for the backlight which would meet input requirements for the subsequent use of the vibration test. In the last section there are listed the principles of the test of the backlight.





## OBSAH

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A INDEXŮ .....	10
1 ÚVOD .....	12
2 Vývoj světlometů v moderní době a bezpečnost provozu .....	16
2.1 Inteligentní bi-xenonové světla .....	19
2.2 Full LED osvětlení .....	22
3 Vibrační zkoušky .....	23
3.1 Elektrodynamická vibrační stolice s možností zkoušky v klimatické komoře .....	23
3.1.1 Teplotní změny .....	24
3.2 Mechanické kmitání a jeho základní popis .....	25
3.3 Základní veličiny popisující kmitavý pohyb .....	26
3.4 Budící síla a vibrační odezva .....	26
3.5 Měřené veličiny .....	27
3.5.1 Rezonance .....	27
3.5.2 Výchylka, rychlost, zrychlení .....	28
3.6 Měření vibrací .....	29
3.6.1 Analyzátor .....	29
3.6.2 Snímače vibrací .....	30
3.6.3 Akcelerometry .....	31
3.6.4 Montáž akcelerometrů .....	34
3.6.5 Dynamický rozsah .....	36
4 FEM simulace .....	36
4.1 Počítačová podpora v procesu návrhu a výroby, FEM .....	36
4.2 Dynamické výpočty .....	38
4.3 Základní veličiny a rovnice obecné pružnosti .....	38
4.3.1 Rovnice rovnováhy .....	39

4.3.2	Rovnice geometrické .....	40
4.3.3	Fyzikální vztahy .....	40
4.4	Přesnost úloh metody FEM/MKP .....	40
4.5	Redukované napětí a ekvivalentní napětí .....	43
4.6	Lanczosova metoda výpočtu vlastních frekvencí a tvarů netlumeného kmitání .....	44
4.7	Matice tlumení .....	45
5	CATIA V5 .....	46
6	Vývoj a konstrukce stojanu pro vibrační zkoušky světlometu .....	47
6.1	Kritéria pro výrobu stojanu .....	48
6.2	Proces navrhování a pokyny .....	48
7	Porovnání FEM simulace a vyhodnocení výsledků daného konstrukčního řešení .....	50
7.1	Porovnání výsledků bez světlometu s uchycením více šrouby .....	52
7.2	Porovnání výsledků se světlometem s uchycením více šrouby .....	54
7.3	Porovnání výsledků bez světlometu s uchycením 4 šrouby .....	56
7.4	Vyhodnocení porovnání .....	56
8	Optimalizace stojanu .....	57
8.1	Hlavní požadavky .....	57
8.2	Návrhy optimalizace stojanu .....	58
8.3	FEM simulace .....	67
8.3.1	Vložení frekvenční analýzy .....	68
8.3.2	Vložení 3D sítě .....	68
8.3.3	Frequency Case Solution .....	69
8.3.4	Vytvoření Smooth virtual Part a Clamp .....	69
8.3.5	Tvorba distribuované hmotnosti .....	70
8.3.6	Výpočet dat .....	72
8.3.7	Vložení Harmonic Dynamic Response Case .....	74
8.3.8	Import frekvenčního modulu .....	75

8.3.9	Definování Restrain Excitation .....	75
8.3.10	Damping – tlumení .....	76
8.3.11	Vykreslení 2D grafů .....	77
8.4	Výsledky analýzy stojanu .....	79
9	Vypracování seznamu zásad týkajících se konstrukce zkušebních stojanů .....	81
10	Závěr .....	83
	Zdroje .....	85
	Seznam příloh.....	87

**SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A INDEXŮ**

CAD/CAM	Computer Aided Design/ Computer Aided Manufacturing [-]
CATIA	Computer-Aided Three-Dimensional Interactive Application[-]
ČSN ISO	česká statní norma převzata z normy mezinárodní [-]
E	modul pružnosti v tahu [MPa]
F	budící síla [N]
FEM	The Finite Element Method [-]
G	modul pružnosti ve smyku [MPa]
LED	Light Emitting Diode [-]
MKP	metoda konečných prvků [-]
X	amplituda vynuceného kmitání [mm]
X	poloha tělesa [mm]
a	zrychlení [m.s <sup>-2</sup> ]
f	frekvence vibrací [Hz]
k	tuhost pružiny [N.m <sup>-1</sup> ]
m	hmotnost tělesa [kg]
t	čas [s]
x <sub>a</sub>	amplituda harmonického kmitání [mm]
x <sub>ef</sub>	efektivní hodnota [mm]
x <sub>stř</sub>	střední hodnota [mm]
x <sub>šp-šp</sub>	rozkmít [mm]
y	výchylka vibrací [mm]
v	rychlost vibrací [m.s <sup>-1</sup> ]

$\int$	první integrál	[-]
$\gamma$	zkos	[°]
$\varepsilon$	poměrné prodloužení působením osově síly	[mm]
$\mu$	Poissonovo číslo	[-]
$\pi$	Rudolfovo číslo	[-]
$\sigma$	napětí	[MPa]
$\varphi$	počáteční fázový úhel	[°]
$\omega$	úhlová rychlost	[rad.s <sup>-1</sup> ]
$[\Phi]$	modální matice	[-]

# 1 ÚVOD

HELLA KGaA Hueck & Co. byla založena roku 1899 v Německu. Nejprve továrna vyráběla světla a příslušenství pro jízdní kola a posléze automobily. Obchodní název společnosti Hella se poprvé objevil v roce 1908 a již v roce 1911 byla postavena továrna v Lippstadtu, kde společnost sídlí dodnes. Dnes má HELLA více jak 27 000 zaměstnanců v 70 pobočkách ve více než 30 zemích po celém světě. Koncern HELLA je světově proslulý nejen svým vývojem a výrobou světelné techniky na špičkové úrovni, již ve zmíněném automobilovém průmyslu, ale i v elektronice a v pouličním osvětlení. Jedná se tak o jednu z celosvětově největších obchodních organizací pro distribuci autodílů, příslušenství, diagnostiky a servisních služeb. V oblasti xenonových světlometů zaujímá společnost HELLA neuvěřitelný 60 % podíl na trhu.

Automobilový průmysl je rychle a dynamicky se rozvíjející odvětví, kde přežijí jen vysoce přizpůsobivé a inovující firmy, které se snaží jít s novým a moderním trendem. HELLA patří mezi největší inovátorské firmy na trhu mimo jiné i z toho důvodu, že zaměstnává 4 800 zaměstnanců ve výzkumu a vývoji. S obratem 4,4 miliardy € v roce 2010/2011 se vyšplhala k top 50 světovým dodavatelům pro automobilový průmysl. Výrobky putují do všech koutů světa, jak do prvovýroby, tak i pro trh s náhradními díly s garancí 15 let výroby světlometu po ukončení sériové výroby.

V roce 1994 byla v Mohelnici zahájena první výroba světlometů, blinkrů, zadních svítilen a ostřikovačů pro domácího výrobce automobilů Škoda pro typ Felicia. Hella Autotechnik s.r.o. získávala další zakázky na vývoj, testování a výrobu světelné techniky i pro jiné koncerny. Dnes můžeme vidět výrobky na vozech značek např. Volkswagen, Ford, Nissan, Audi, Volvo, Jaguar, DAF, Scania a mnohé jiné. Od roku 2001 se s větší mírou aktivně podílí na procesu vývoje výrobků. Úspěchem v posouzení schopnosti společnosti z hlediska vývoje výrobků bylo rozhodnutí o reorganizaci dílčího vývojového střediska Hella Autotechnik, s.r.o. na zařízení uceleného vývojového centra. Tyto vybudované vývojové kapacity byly doplněny o komplexní měření a testování výrobků.

Dnes je automobilový průmysl jeden z nejrychleji se vyvíjejících se průmyslů, na něž jsou kladeny velmi vysoké nároky. Zvýšené nároky na kvalitu, komfort, funkčnost a samozřejmě v neposlední řadě na bezpečnost. Tohle vše musí být splněno za předpokladu použití všech moderních technologií, nových inovací a líbivého designu navazujících na

linie vozu a vytváření jeho osobnosti a charakteru. Proto jsou přední a dokonce i zadní světla důležitým specifickým znakem, které jsou významná nejen z hlediska funkčního, ale z hlediska designového.

V posledních letech přišli výrobci s mnoha inovacemi a vylepšeními, například s úspornými světlomety využívajícími LED diody, novými materiály, adaptivními světlomety, prosvěcováním do zatáček pomocí mlhovek, natáčením světlometů, apod. čímž významnou mírou přispívají ke zvýšení bezpečnosti provozu na komunikacích.

Během jízdy musí být vozovka dokonale osvětlena do vhodné vzdálenosti, aby řidič měl možnost včas zareagovat. Nebezpečné jsou především neosvětlené krajnice, nejen v zatáčkách. Dnešní adaptivní světlomety se dokážou natáčet a osvětlovat tato nebezpečná neosvětlená místa pomocí úhlu natočení volantu, dále vhodně zvolí světelný kužel při jízdě ve městě, mimo město nebo na dálnici. Složitá elektronika integrovaná do světlometů napomáhá ke zvyšování bezpečnosti. Elektronika upravuje světelný kužel tak, aby poskytoval pro řidiče za každých podmínek co nejlepší viditelnost, zároveň neoslňoval protijedoucí řidiče a předcházel tím nebezpečným situacím.

Nedílnou součástí vývoje světlometu je ověřování životnosti, která se provádí zrychlenými životními zkouškami. Ani v tomto není Hella pozadu, disponuje moderními stroji pro všechny možné životní zkoušky v prověření jakosti v extrémních provozních podmínkách a garantuje tak odběratelům vysokou kvalitu svých výrobků. Světlomety jsou prověřovány například ve zkoušce v prachu, dále je měřena účinnost světlometu v extrémních rozdílech teplot, provádí se chemické zkoušky, ostřelování světlometu šterkem, mnohé jiné a také vibrační test, kterým se zabývá tato diplomová práce.

HELLA nabízí jak halogenové světlomety, tak již přes 20 let i xenonové světlomety a také několik let dnes velmi populární technologii, tj. světlomety vybavené LED systémy, nejen pro běžný provoz, ale i pro motorsport. Vedle klasických xenonových světlometů nabízí i světlomety dynamické, např. pro dynamická natáčení světla nebo funkce AFS (Adaptive Front Lighting System, adaptivní systém světlometů) spojená v kombinaci s kamerou umožňují přizpůsobování konkrétní situaci na komunikaci pomocí vyhodnocení základních údajů dějící se vně prostoru vozidla.

Nesmíme opomenout ani na zadní svítlny, v prvních desetiletých jim nebyl přikládán až takový význam, jako dnes. Není tomu tak dávno, kdy plnily pouze jednoduché funkce. Dnes již plní hned několik funkcí jako např. světlo zpětné jízdy, zadní směrové světlo, koncová svítlna, odrazové sklo, brzdové světlo a koncové mlhové světlo. Nejenže plní tyto funkce, ale už se také více podílí na designu celého vozidla a tím snadno rozpoznáme značku vozu i za tmy. Hella se nebojí oslovit zákazníka již ve fázi návrhu a podpořit tím při procesu vývoje inovativní a jedinečné řešení světel.

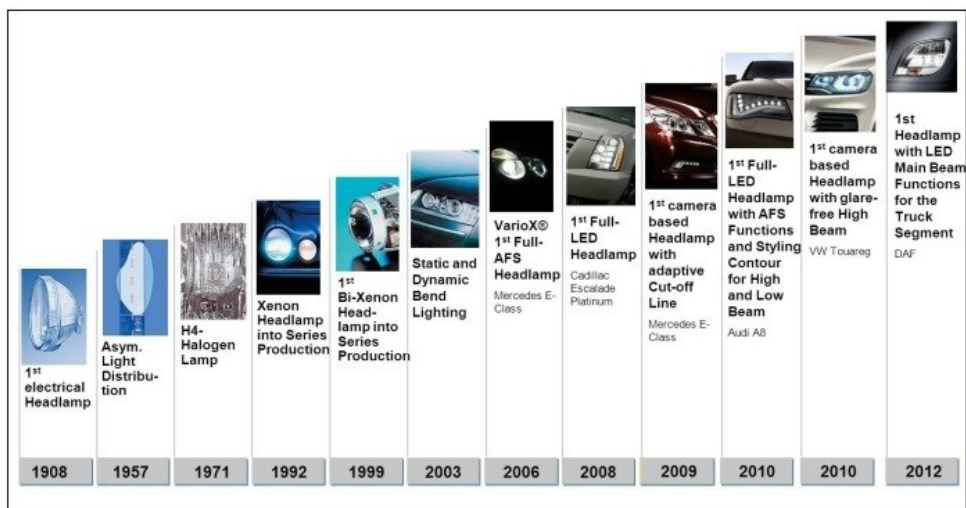
V teoretické části se diplomová práce zabývá vibračními zkouškami světlometů, měřeními veličinami při těchto zkouškách, vztahy mezi nimi. Dále je zpracována literární studie FEM simulace, základní vzorce výpočetní metody a konstrukčního vývoje stojanu.

Praktická část je tvořena z porovnání skutečného měření se simulacemi a z optimalizace stávajícího stojanu pro vibrační zkoušky světlometu. V závěrečné části bylo vypracováno několik zásad týkající se konstrukce stojanu.

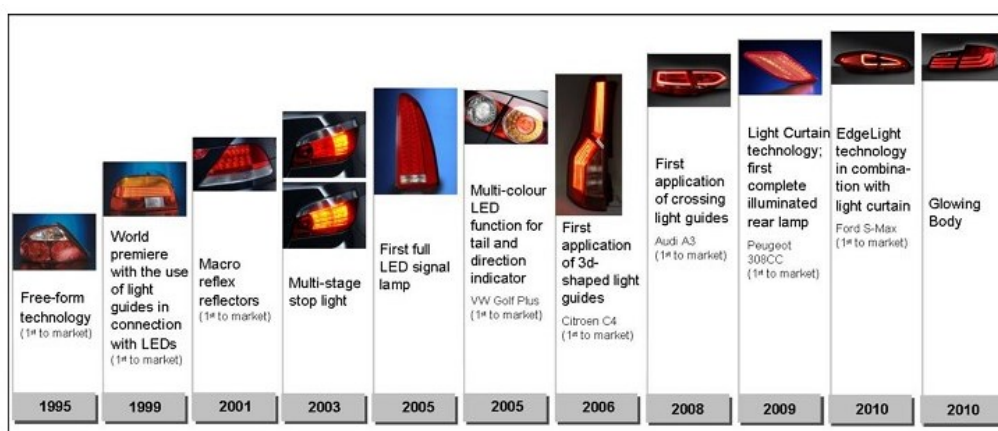


Obr. 1.1: Letecký pohled na firmu HELLA AUTOTECHNIK, spol. s.r.o. v Mohelnici [1]





Obr. 1.2: Důležité milníky předních světlometů firmy HELLA KGaA Hueck &amp; Co.[1]



Obr. 1.3: Důležité milníky zadních skupinových svítlen firmy HELLA KGaA Hueck &amp; Co. [1]

## 2 Vývoj světlometů v moderní době a bezpečnost provozu

První světlometry měly číré a jednoduché krycí sklo kruhovitého tvaru a parabolickou odrazovou plochu. S postupem času se zvyšovala rychlost a s rostoucím silničním provozem bylo potřebné svítit dál před sebe a přitom neoslňovat protijedoucí účastníky provozu. Tok světelných paprsků bylo nutné usměrnit. Usměrnění světla začalo lámáním světelných paprsků pomocí rýh a vrubů na krycím skle světlometu. Neustále se zvyšující rychlost vozidel vyžadovala vidět do větší vzdálenosti a tak ke klasickým světlometům přibyla další funkce osvětlení, tzv. dálková světla. Technicky to bylo vyřešené dvouvláknovou žárovkou případně přidavnými světlometry. Zanedlouho vznikla myšlenka „vidět za roh“, u Citroënu 19 DS byly již roku 1967 použity natáčecí se vnitřní reflektory ve směru natočení volantu. Dnešní moderní automobily tento problém řeší při světlováním mlhovými světly nebo speciálním světlem integrovaným po stranách nárazníku. Nejmodernějším řešením je vývoj adaptivních inteligentních světlometů řízených počítačem.

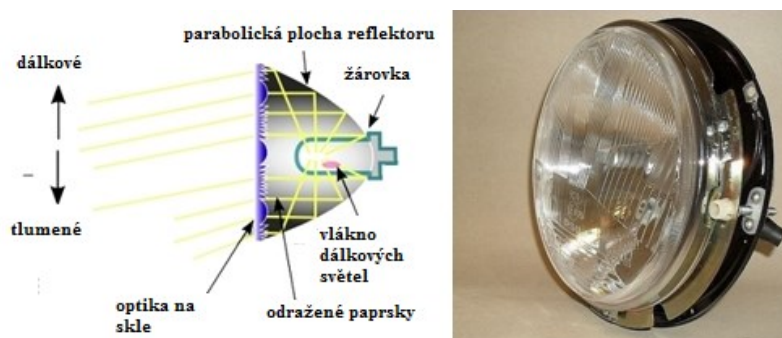
Dělení konstrukce světlometů podle vzniku lomu světla je následující:

- lom světla pomocí vroubkovaného skla,
- lom světla za pomoci paraboly s vícenásobnou odrazovou plochou,
- usměrnění světla čočkou.

a) Parabolický světlomet s optikou na skle s parabolickou odrazovou plochou je nejstarší a využíval se do 90-tých let 20. století. Pro tento typ konstrukce se využívaly vzory vytvořené pomocí formy na vnitřní straně krycího skla světlometu. Tyto vzory byly asymetrické a usměrňovaly světlo tak, aby v protisměru docházelo jen k osvětlování vozovky, zatímco bližší krajnice byla osvětlená do výšky. Návrh světlometů byl prostý. Ve světlometu se používaly buďto klasické vakuové žárovky nebo žárovky plněné inertním plynem neboli halogenové žárovky. Tyto produkovaly kromě světla i velké množství odpadového tepla, které se koncentrovalo na parabole a krycím skle, takže světlometry bylo nutné ochlazovat jízdou. I navzdory tomu teplo způsobovalo degradaci odrazového materiálu světlometu, důsledkem čehož docházelo k začerňování odrazové plochy. Ta se časem odlupovala a světla ztrácela svítivost. U tohoto typu světlometů se přepínání mezi potkávacími a dálkovými světly řešilo dvojitém vláknem v žárovce. Jedno vlákno je v žárovce umístěno tak, aby paprsky po odraze od paraboly směřovaly pod osu

světloometu (potkávací světla), druhé vlákno vytvářelo paprsky, které směřovaly rovnoběžně s osou světloometu (dálková světla).

A zase musíš napsat, že graficky je parabolický světlomet s optikou na skle znázorněn na obrázku č. 2.1.



Obr. 2.1: Parabolický světlomet s optikou na skle [2]

b) Světlomet s parabolou s vícenásobnou odrazovou plochou využívající vroubkovanou parabolu se někdy nazývá světlomet s čirou optikou, i když toto označení není jednoznačné. K této technologii výroby světlometů se přišlo spolu s nástupem výkonných počítačů, které umožnily spočítat a navrhout komplikované povrchy. V případě této technologie se nevytváří rovnoběžný svazek paprsků, který se následně láme, ale už samotná parabola je vytvořená kombinací různých komplikovaných ploch a drážek, na kterých se vytváří nesouběžný proud paprsků. Krycí sklo světlometu v tomto případě plní jen funkci krytu zabraňujícího vstupu vody a nečistot do prostoru světlometu, což umožňuje zmenšit jeho hloubku, snížit hmotnost a tím pádem i výrobní náklady.

Zavedením světlometů s vroubkovanou parabolou se podařilo snížit výrobní náklady světlometů, ale zůstaly problémy s degradací odrazové plochy, protože se stále využívala jako zdroj světla běžná, v tomto případě prakticky pouze halogenová žárovka.

První modely automobilů, ve kterých byly původně montovány světlometry s vroubkovaným sklem a později světlometry s vroubkovanou parabolou, měly většinou ponechány přepínání dálkových světél pomocí dvouvláknové asymetrické halogenové žárovky. Toto řešení bylo zvoleno z důvodu prostorových nároků, které jsou při obou typech světlometů shodné. Problematické je však v tomto případě určit vhodný tvar paraboly. V pozdějších modelech automobilů, jejichž karosérie byla designovaná s ohledem na montáž rozměrných světlometů, se objevily světlometry s dvěma částečnými nebo úplně oddělenými parabolami, což zjednodušilo návrh odrazových plošek paraboly a

rozložilo tepelnou zátěž. Na obr. 2.2 je zobrazeno lámání světelného paprsku parabolického světlometu a jeho možný design.



Obr. 2.2: Parabolický světlomet s vícenásobnou odrazovou plochou [2]

c) Bi-xenonové světlometry, zdrojem světla je výbojka, při tomto systému se opět využívá hladká parabola, avšak světelný zdroj není umístěný v ohnisku, ale je umístěný tak, aby se světelné paprsky protínaly v jednom bodě na ose světlometu před světelným zdrojem. Více vpředu před tímto bodem je umístěná čočka, která zmenší rozbíhavost jednotlivých paprsků. Aby se dosáhlo správného osvětlení vozovky a současně, aby nebyli protijedoucí řidiči oslňováni, je mezi parabolou a čočkou vložena clona vhodného tvaru, která odcloní nežádoucí paprsky. Obr. 2.3 zobrazuje funkci čočky projektorového světlometu.



Obr. 2.3 Projektorový světlomet [2]

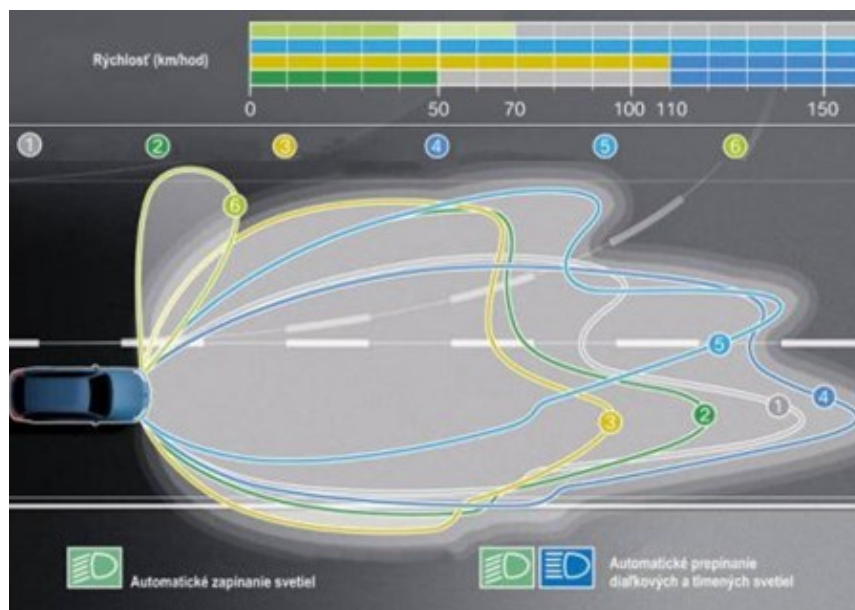
Vzhledem k tomu, že paprsky vycházejí z čočky značně rozptýlené, je možné dostatečně osvětlit velkou plochu před vozidlem i za použití poměrně malého světlometu, což zásadním způsobem minimalizuje rozměry světlometu, případně umožňuje tento typ kombinovat se světlometry s vroubkovanou parabolou. Poprvé při tomto uspořádání došlo k masovému nasazování jiných světelných zdrojů a to většinou Xenonovými výbojkami. Tyto výbojky mají malou spotřebu elektrické energie, vyzařují však mnohem intenzivnější světlo, protože jen malá část energie se přemění na teplo. To umožňuje v některých případech zkonstruovat parabolu z plastových materiálů, na kterých je nanesená tenká

odrazová vrstva. Výbojky mají dlouhou životnost, ale vadí jim časté vypínání a zapínání. Proto se využívají prakticky jen v kombinaci s čočkou, když přepínání mezi tlumenými a dálkovými světly je řešeno buď elektrickým naklápěním celého tělesa paraboly a čočky, nebo posouváním clony směrem nahoru (větší clonění - potkávací světla) a dolů (menší clonění – dálková světla).

Malé rozměry tohoto typu světlometu umožňuje výrobci automobilu vytvořit funkce, jako například přisvětlování zatáček, kdy se do světlometu zabudovávají dvě dvojice Xenonových výbojek. Jedna dvojice, typicky venkovní, je pevná a svítí vždy v ose vozidla. Druhá dvojice světlometů je otočná, přičemž při průjezdu zatáčky dostatečně malou rychlostí je světlomet na vnitřní straně zatáčky, natočený tak, aby osvětlil cestu v zatáčce. Existuje také kombinace xenonového světlometu s halogenovým světlometem s vroubkovanou parabolou. V tomto případě xenonový světlomet nemá clonu a slouží jen jako potkávací světlomet. Tento světlomet se nazývá jednoduše xenonový světlomet (bez předpony „bi“). Funkci dálkového světla přebírá světlomet s halogenovou žárovkou.

## 2.1 Inteligentní bi-xenonové světla

Jednotliví výrobci světlometů vylepšili projektorové světlometry téměř k dokonalosti. V této podkapitole je popsán princip činnosti těchto adaptivních světlometů vybavených inteligentním řídicím systémem, který při vysoké rychlosti na dálnici prodlouží osvětlenou oblast před autem a lépe osvětlí také levý jízdní pruh. Při jízdě ve městě rychlostí do 50 km/h také automaticky zvětší osvětlenou plochu do šířky a zlepší viditelnost objektů v protisměru. Při rychlosti jízdy do 70 km/h se rozšíří a zlepší osvětlení plochy blízko před vozidlem zapnutím mlhových světel (Obr. 2.1.1). Systém variabilní distribuce světla zahrnuje i automatickou aktivaci tlumených světel, například při vjezdu do tunelu, případně může být na přání doplněn o systém nočního vidění Night Vision a asistenční systém dálkových světel. Infračervená kamera snímá obraz před vozidlem a automaticky zapíná a vypíná dálková světla. Asistent reaguje také na pouliční osvětlení nebo dokonce i na vlak jedoucí po trati v blízkosti cesty.



Obr. 2.1.1: Módy svícení inteligentních bi-xenonových světel [2]

1) základní světla, 2) městská světla, 3) světla do mlhy, 4) dálniční světla, 5) světla pro prosvěcování do zatáček, 6) světla do zatáček

Příklady jednotlivých módů svícení adaptivních světlometů můžeme vidět na obr. 2.1.2-2.1.6. Musíme přiznat, že takovéto svícení každopádně má příznivý vliv na bezpečnost aktivních a pasivních účastníků silničního provozu



Obr. 2.1.2 Klasická světla (vlevo), městská světla (vpravo) výrazně rozšiřují světelný kužel a zlepšují přehled o situaci před vozidlem [2]





Obr. 2.1.3: Klasická světla (vlevo), odbočovací světla (vpravo) natáčející se do strany [2]

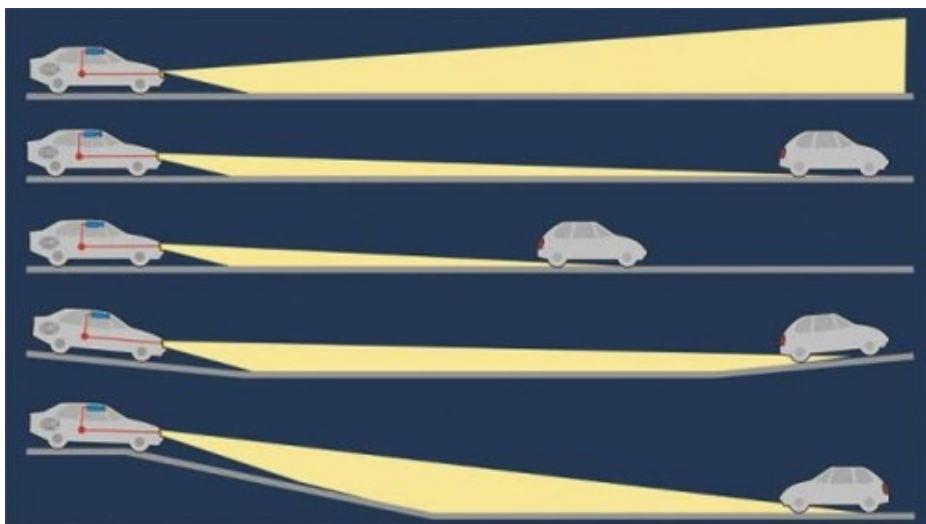


Obr. 2.1.4: Klasická světla (vlevo), světla do zatáčky (vpravo) kužel směřuje v směr předpokládané trasy [2]



Obr. 2.1.5: Klasická světla (vlevo), dálniční světla (vpravo) delší dosah a rovnoměrnější osvětlení vozovky [2]

Zajímavým příkladem je koncept systému společnosti Hella, který zabraňuje osvětlení ostatních řidičů v závislosti od profilu reliéfu trasy vozidla. Příklady systému v různých fázích režimu jízdy jsou znázorněny na obr. 2.1.6.



Obr. 2.1.6: Systém zabráňující oslnění ostatních řidičů [2]

## 2.2 Full LED osvětlení

Světlo emitující diody (Light Emitting Diode – LED), jak se tyto moderní zdroje světla přesně označují, nachází v posledním období stále širší uplatnění. Kromě neustále rostoucího světelného výkonu oslovují moderní LED-ky především nízkými energetickými nároky, výrazně vyšší životností a v neposlední řadě svými miniaturními rozměry. Příkladem v tomto směru je například AUDI R8. Je prvním sériovým automobilem, který má přední světlomety složené výhradně z LED diod. V každém hlavním světlometu modelu R8 je jich až 54 a kromě obvyklého potkávacího, resp. dálkového světelného paprsku, plní také funkci směrovek a zabezpečují atraktivní denní osvětlení. Obr. 2.1.7 zobrazuje rozmístění jednotlivých světel a design světlometu, použitým na AUDI R8.



Obr. 2.1.7: Full LED světlomet [2]



Jednotlivé části Full LED světlometu jsou:

- Potkávací světla: individuální zdroj potkávacích světél využívá 14 LED diod usměrňovaných třemi čočkami pro lepší osvětlení vozovky;
- Zaostřovací čočka: přídavná plastická zaostřovací čočka je tvarovaná a povlakovaná tak, aby jí procházející paprsky vytvořily ostré ohraničené plochy osvětlované potkávacími světly;
- Denní světla/směrovky: pás 24 LED diod umístěný pod dálkovými světly zabezpečuje denní svícení a druhá sada diod nad dálkovými světly plní funkci směrovek;
- Zdvojené dálkové světla: dálkové světlo je generované dvojicí reflektorů, z nichž každý se skládá ze čtyř diod. [1]

### 3 Vibrační zkoušky

V této kapitole se seznamujeme v jedné části s reálnou vibrační zkouškou světlometů. Dále jsem uvedl základní popis vibrací, rezonance, jaké jsou měřené veličiny, čím a jak se měří, vzájemnou návaznost měřených veličin vázány atd.

#### 3.1 Elektrodynamická vibrační stolice s možností zkoušky v klimatické komoře

Testovací systém je určen pro vibrační zkoušky za všech podmínek a tím prověřit kvalitu světlometu. Vibrační stolicí lze jednoduše zkombinovat s klimatickou komorou. Kombinací klimatické a mechanické zkoušky. Lze zjistit mechanické rezonance vzorku. Zařízení umožňuje simulaci různých extrémních podmínek, je možné nastavit rozsah relativní vlhkosti včetně slaného prostředí a teploty okolí, čímž ověříme odolnost světlometu na dané druhy mechanického namáhání.

Účelem vibračních zkoušek je zjistit chování světlometů, světél do mlhy nebo jiných světél při mechanickém namáhání. V této souvislosti se zkoumají zejména mechanická poškození vzorku, jako jsou trhliny v materiálu, opotřebení, průhyb světlometu. Takto určíme hranici světelného kužele (STM) a jiné módní LNE vlastnosti vzorku. Tyto zkušební testy nejsou určeny k simulaci ve skutečných provozních podmínkách vozidla, v době trvání zkoušky lze simulovat životnost na vozidle, obvykle asi 8 let, nebo případně

simulovat ekvivalentní počet kilometrů. Buzení vibrací probíhá obvykle ve třech souřadných směrech.

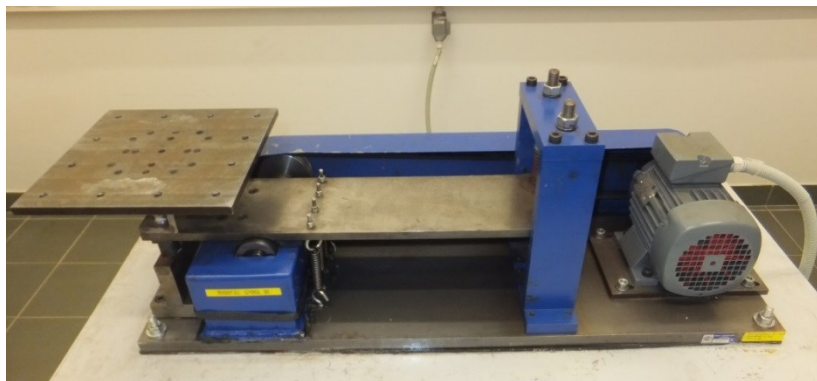
Vibrační zkoušky jsou prováděny obvykle mezi frekvencemi 10 Hz a 1 kHz. Excitace obvykle probíhá ve směrech všech tří globálních souřadných os (X - směr jízdy vozidla, Y kolmo ke směru X a v rovině vozovky Z - ve svislém směru opačném ke gravitaci). Při vibračních zkouškách světlometů lze rozdělit typ buzení do dvou kategorií: harmonické buzení a náhodné buzení. Mezi jiné druhy buzení patří např. mechanické nárazy, kombinace sine-random, které se používá poměrně zřídka. První kategorie je určena především pro stanovení různých vlastností světlometu - rezonance sestavy a součásti, tvar cut-off line, modální vlastnosti, které jsou funkcí frekvence. Náhodné buzení vede převážně až k poškození světlometu při životních zkouškách. [1]

### 3.1.1 Teplotní změny

Teplotní rozsah umožňuje provádět zkoušky za teplot v rozmezí od  $-70^{\circ}\text{C}$  do teplot blízkých se až k  $180^{\circ}\text{C}$  v teplotní komoře. Komory jsou vybaveny průzory pro vizuální kontrolu při probíhajícím testu a průchody pro napájecí a datové kabely. Pro teplotní změny je zpravidla stanoven nárůst nebo pokles teploty 1 až  $3^{\circ}\text{C}$  za minutu.



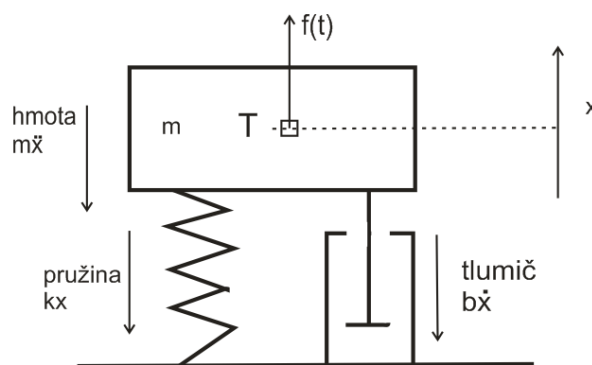
Obr.3.1: Vysouvání vibrační stolice z klimatizační komory (vlevo), upínání přípravku se světlomety na stůl vibračního zařízení (uprostřed), uzavřená komora se stolicí na níž jsou upnuty přípravky se světlomety. [1]



Obr. 3.2: Vibrační zařízení pro vibrační testy světlometů SAE, pro americký trh [1]

### 3.2 Mechanické kmitání a jeho základní popis

Chvění je popisováno jako kmitavý pohyb pevných těles kolem rovnovážné, polohy. Kmitání se přirovnává k pohybu tělesa, které je zavěšeno na pružině. Pohyb takového bodu způsobuje pružná síla.



Obr.3.3 Model lineární soustavy s 1 stupněm volnosti. [3]

Pohyb takového tělesa je popsán rovnicí:

$$m \cdot \ddot{x} + b \cdot \dot{x} + k \cdot x = 0,$$

kde  $m$ -hmotnost tělesa [g],  $x$ -poloha tělesa [mm],  $b$ -koeficient tlumení [ 1/s ],  $k$ -tuhost pružiny [N.m-1]

Počet plných periodik kmitavého pohybu za jednotku času se nazývá kmitočet a základní jednotka je Hz (Hertz). Amplituda je maximální výchylka od středové polohy a je mírou pro kvantitativní hodnocení velikosti kmitání. [3]

### 3.3 Základní veličiny popisující kmitavý pohyb

Pokud je hmota o hmotnosti  $m$  uchycená na pružině, jež má tuhost  $k$ , vykonává po vychýlení z rovnovážné polohy pohyb harmonický kmitavý. Pokud se zanedbá tlumení, kmitá hmota o hmotnosti  $m$  na vlastní frekvenci  $\omega = \sqrt{k/m}$ . Průběh výchylky je dále sinusový s amplitudou  $x_a$ , tedy:  $x(t) = x_a \cdot \sin(\omega t - \varphi)$ ,

kde  $x_a$  ...amplituda harmonického kmitání [m],  $\omega$ ... vlastní kruhová frekvence [rad/s],  $\varphi$ ... počáteční fázový úhel (je dán počáteční výchylkou).

V praxi se častěji používá frekvence  $f$  (Hz) než kruhová frekvence  $\omega$  (resp.  $\omega$ ) (rad/s). Frekvenci můžeme vyjádřit jako počet cyklů za sekundu:

$$f = \frac{\omega}{2\pi} [Hz]$$

Převrácená hodnota frekvence  $f$  je perioda  $T$ :

$$T = \frac{1}{f} = \frac{2\pi}{\omega} [s]$$

[4]

### 3.4 Budící síla a vibrační odezva

Při tomto testu světlometů se používá harmonického buzení. Harmonickým buzením je namáhán přípravek (stojan) s upnutým světlometem, popř. světlometry ve všech třech osách ( $x$ ,  $y$ ,  $z$ ). Harmonický signál lze definovat pomocí jeho frekvence (nebo periody), fázového posunu a amplitudy (viz obr. 3.4). Místo amplitudy se někdy používají jiné charakteristiky k popisu velikosti signálu, a to:

Efektivní hodnota = RMS (Root Mean Square) =  $0,707 \cdot \text{amplituda}$        $x_{ef} = 0,707 \cdot x_a$

Střední hodnota =  $0,637 \cdot \text{amplituda}$        $x_{stř} = 0,637 \cdot x_a$

Rozkmit (velikost špička-špička) =  $2 \cdot \text{amplituda}$        $x_{šp-šp} = 2 \cdot x_a$

Pokud působí harmonická síla na pružně uložené těleso je dán vztah vibrační odezvy:

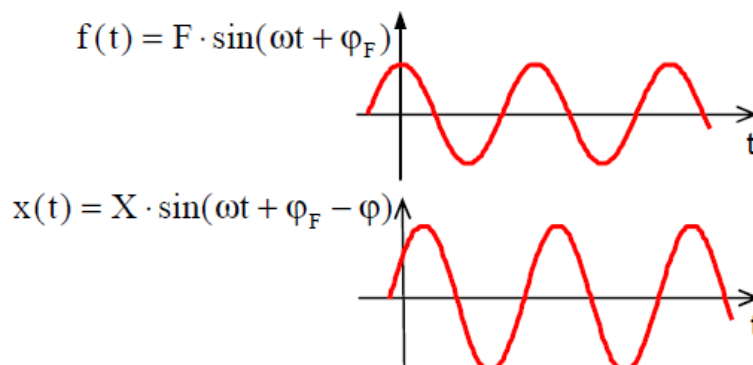
$$f(t) = F \cdot \sin(\omega t + \varphi_F),$$

kde  $F$ ... amplituda budící síly [N],  $\omega$ ...kruhová frekvence budící síly [rad/s],  $t$ ...čas [s],  $\varphi_F$ ...počáteční fázový posuv budící síly

Pohyb tělesa je po ustálení také harmonický mající stejnou kruhovou frekvenci  $\omega$ , ale již s jinou amplitudou (viz obr. 3.4). Toto kmitání se nazývá vynucené kmitání. Výchylku kmitání lze vyjádřit jako:

$$x(t) = X \cdot \sin(\omega t + \varphi_F - \varphi)$$

kde  $X$ ...amplituda vynuceného kmitání,  $\varphi$ ...fázový posun - zpoždění výchylky za budící silou. [4]



Obr. 3.4: Vynucené kmitání za působení harmonické budící síly [4]

### 3.5 Měření veličiny

#### 3.5.1 Rezonance

Rezonance je fyzikální jev. Jedná se o snahu systému kmitat při větší amplitudě za určitou frekvenci než u ostatních. Tyto frekvence jsou označovány jako rezonanční frekvence. Je známo, že při těchto frekvencích je možné způsobit velké amplitudy kmitů i za pomoci malé pravidelné síly. Způsobuje to uchovávání energie kmitání v systému.

Rezonance nastává v případě, když je systém schopen uchovávat anebo převádět energii mezi dvěma či více jejími podobami (např. přeměna potenciální energie na kinetickou a naopak, jakož tomu je v případě kyvadla). Vznikají zde ztráty mezi jednotlivými cykly při těchto přeměn, tzv. útlum. Pokud je utlumení (ztráty) malé, rezonanční frekvence je přibližně stejná, jako vlastní frekvenci systému, což jsou frekvence volných kmitů. Existují systémy mající více rezonančních frekvencí.

Rezonanční systémy mohou být použity ke generování vibrací v specifickém kmitočtu. [5]

### 3.5.2 Výchylka, rychlost, zrychlení

Pohyb můžeme v mechanice popsat dráhou (nebo výchylkou), rychlostí či zrychlením, přičemž tyto měřené veličiny jsou mezi sebou vázány matematickými vztahy. Nezávisí na měřené veličině, kterou zvolíme pro popis vlastností vibračního chování, je to pouze otázka zvoleného měřítka a také na časovém posunu (fáze). Výchylka vibrací (anglicky displacement) je uváděna obvykle v mikrometrech [ $\mu\text{m}$ ]. Rychlost (anglicky velocity) je matematicky vázaná k výchylce jako první derivace výchylky podle času (též také rychlost změny výchylky); udává se v mm/s. Zrychlení (anglicky acceleration) je vyjádřeno jako druhá derivace výchylky podle času (jinak velikost změny rychlosti); udává se v  $\text{m/s}^2$  nebo v násobcích g.

#### Rychlost kmitání

$$v = \frac{a}{2\pi \cdot f} = \int a \cdot dt \quad [\text{mm.s}^{-1}]$$

#### Zrychlení kmitání

$$a = \omega \cdot v = \omega^2 \cdot y \quad [\text{m.s}^{-2}]$$

#### Výchylka

$$y = \frac{a}{4\pi^2 \cdot f^2} = \int v \cdot dt \quad [\mu\text{m}]$$

y- amplituda výchylky [ $\mu\text{m}$ ], a- amplituda zrychlení [ $\text{m.s}^{-2}$ ], t- čas [s], v- amplituda rychlosti [ $\text{mm.s}^{-1}$ ],  $\omega$  - kruhová frekvence [Hz], f- kmitočet [Hz]

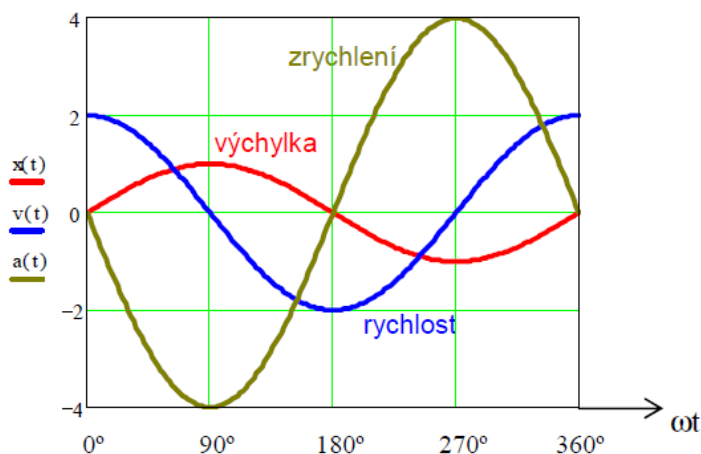
Na příkladu na obr. 3.5 jsou znázorněny průběhy a mezi sebou porovnány měřené veličiny během jedné periody (kde  $X = 1 \text{ mm}$ ,  $\omega = 2 \text{ rad/s}$ ).

$$x(t) = X \cdot \sin(\omega t),$$

$$v(t) = \frac{dx}{dt} = X \cdot \omega \cdot \cos(\omega t),$$

$$a(t) = \frac{dv}{dt} = -X \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega t).$$

Zde můžeme vyčíst, že teoreticky stačí znát pouze jen jednu z veličin, a zbývající dvě lze díky matematické návaznosti snadno dopočítat. Rychlost je vždy o  $90^\circ$  opožděná za výchylkou a zrychlení je o dalších  $90^\circ$  opožděná za rychlostí.



Obr. 3.5: Vztah mezi výchylkou, rychlostí a zrychlením [4]

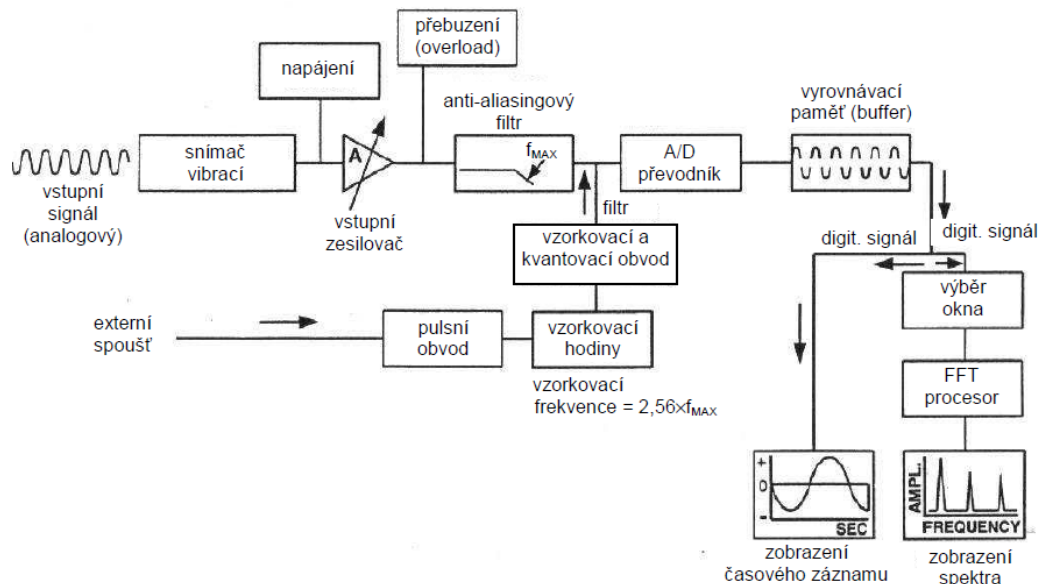
Oproti výpočtům je nutné při měření také vzít v úvahu i nepříznivé vlivy, které působí na přesnost měření. Proto je samozřejmě vhodné volit měřenou veličinu tak, abychom získali dostatečný odstup signálu od šumu. Šum se vždy vyskytuje při měření, čímž u slabých signálů způsobí větší nepřesnosti (chyby) při měření. [4]

### 3.6 Měření vibrací

Abychom mohli změřit vibrace zařízení, je k tomu potřeba určité technické vybavení. V praxi se můžeme setkat s různými prostředky od těch nejjednodušších měřidel vibrací až po složité vícekanálové analyzátory vybavené řadou možných funkcí, které usnadňují nejen samotné měření, ale i následnou analýzu naměřených dat. Tato kapitola pojednává a seznamuje nás s typickým schématem analyzátoru a s jednotlivými typy snímačů, které se používají pro měření vibrací. V další části se dozvíme, jak se naměřené hodnoty vibrace analyzují a vyhodnocují. [4]

#### 3.6.1 Analyzátor

Základní schéma analyzátoru, které používáme k měření vibrací, je zobrazeno na obr. 3.6. V první fázi vstupuje analogový signál dosnímače vibrací, dále prochází vstupním zesilovačem, přes antialiasingový filtr dále do A/D převodníku, kde je signál digitalizován a následně vstupuje do zásobníku dat (tzv. buffer). Odtud je možné zobrazení časového záznamu nebo zpracování rychlou Fourierovou transformací, čímž získáme frekvenční spektrum. Funkční celky analyzátoru jsou popsány v následujících kapitolách. [4]



Obr. 3.6. Schéma analyzátoru vibrací [4]

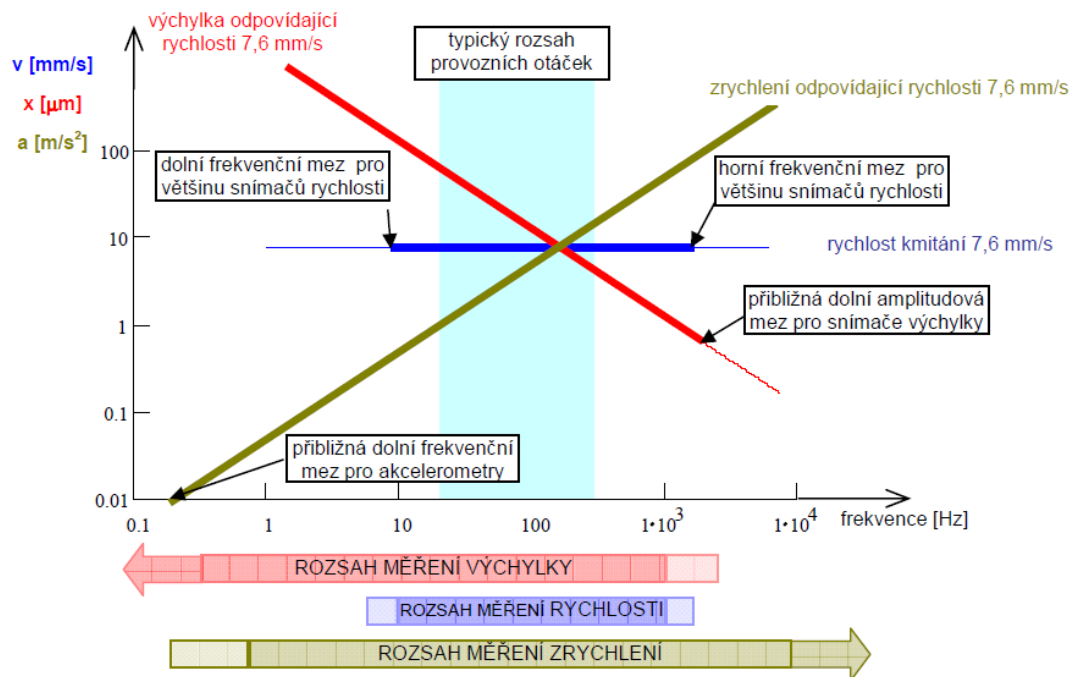
### 3.6.2 Snímače vibrací

Měřené veličiny vibrací je možné měřit pomocí snímačů, které se člení na:

- snímače výchylky,
- snímače zrychlení (akcelerometry),
- snímače rychlosti (velometry).

Jejich použitelný frekvenční a dynamický rozsah se u individuálních typů snímačů liší. Dynamickým rozsahem snímače se rozumí např. rozsah amplitud měřené veličiny, který je možné daným snímačem tuto hodnotu měřit. Použití vhodného typu snímače závisí na jeho konkrétní aplikaci, dalším kritériem je jeho frekvenční rozsah, který nás nejvíce zajímá. Z obr. 3.7 lze vyčíst, že bezkontaktní snímače výchylky jsou limitovány na horní frekvenci okolo 2000 Hz. V rozmezí od 1000 Hz do 2000 Hz je měření s bezkontaktními snímači výchylky nedůvěryhodné. Způsobuje to nemožnost dostatečně eliminovat nerovnosti povrchu hřídele. Snímače rychlosti jsou kvůli své konstrukci limitovány frekvencemi od 10 Hz do 1500 Hz. Nejširší možný frekvenční rozsah mají akcelerometry. Ty jsou schopny měřit frekvence dokonce nižší než 1 Hz až do 30 kHz. Při vibračních zkouškách byl použit pro měření vibrací akcelerometr. Proto je dále popisován pouze tento snímač. [4]

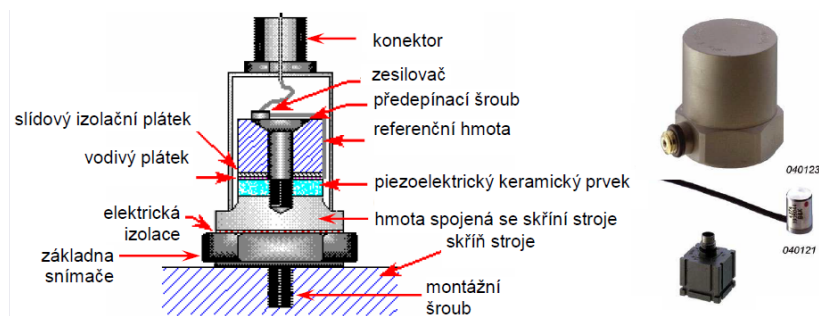




Obr. 3.7: Omezení při měření [4]

### 3.6.3 Akcelerometry

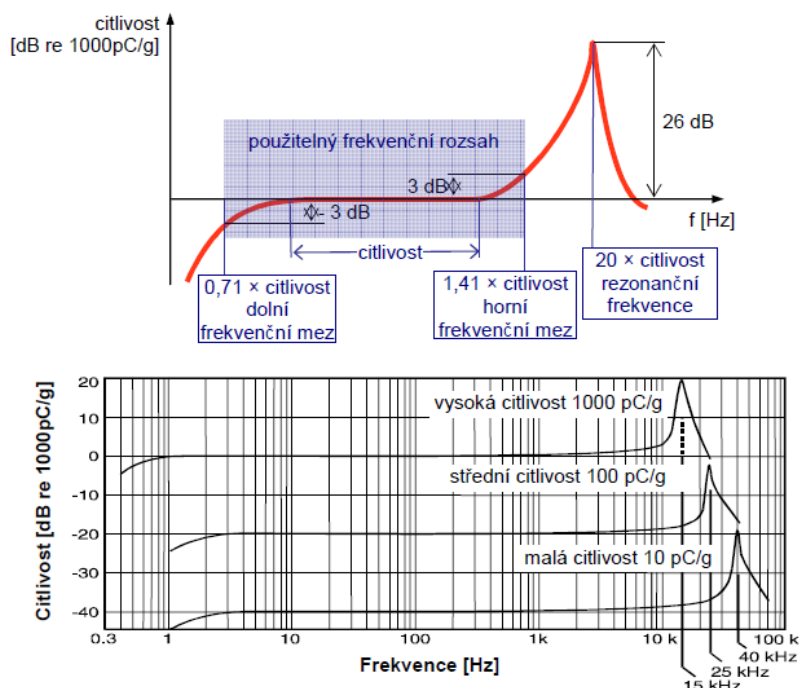
Akcelerometr je v dnešní době používán jako základní snímač vibrací. Pokud potřebujeme zjistit rychlost nebo výchylku, jednoduše tyto hodnoty získáme integrací signálu ze snímače zrychlení z matematických vzorců výše uvedených v kapitole XYZ. Funkce akcelerometru spočívá v tom, že při deformaci destičky vyrobené z piezoelektrického keramického materiálu je vytvořen elektrický náboj, jehož velikost je přímo úměrná této deformaci. Mezi dvěma hmotami je uložena keramická destička, z níž je jedna seismická (setrvačná) referenční hmota a druhá spojená pevně s pouzdem snímače, a tím pádem pevně připevněná ke stojanu pro vibrační zkoušky světloometu (viz obr. 3.8). Poměr tuhosti k hmotnosti sestavy je velký, a tudíž je rezonanční frekvence samotného snímače vysoká.



Obr. 3.8: Snímač zrychlení tlakový typ [4]

Když měřený přípravek pro vibrační zkoušky světlometu kmitá, tím pádem kmitá také hmota, která je pevně spojená s pouzdem snímače a referenční setrvačná hmota zůstává nehybná. Tento jev způsobuje vznik síly působící na piezoelektrický prvek, ten se deformuje a vzniká tak elektrický náboj. Velikost elektrického náboje je přímo úměrný velikosti zrychlení měřeného bodu na přípravku. Akcelerometrem se měří absolutní vibrace, referencí je nehybná setrvačná hmota.

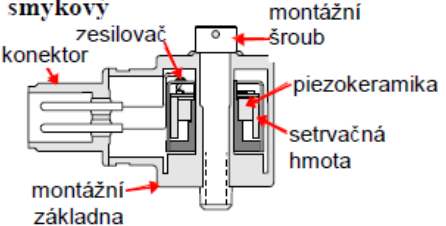
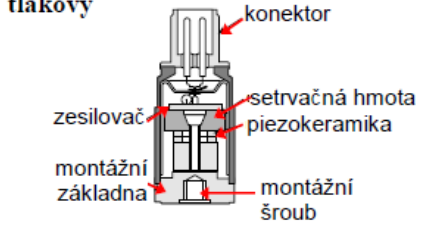
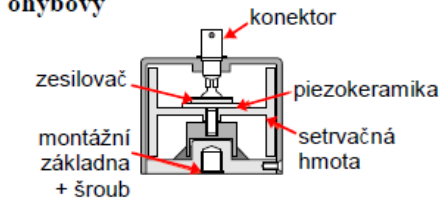
Nedílnou součástí každého akcelerometru je tzv. kalibrační křivka. Odsud lze vyčíst jeho citlivost a frekvenční rozsah (schematicky viz obr. 3.9). Citlivost akcelerometru je udávána v  $\text{pC/ms}^{-2}$  popř. v  $\text{pC/g}$ . Pokud se frekvence kmitání nachází pod dolní frekvencí meze použitého snímače, stává se to, že setrvačná hmota se pohybuje spolu se stojanem a negeneruje žádný elektrický náboj. Dolní frekvenční mez použitelnosti snímače určuje tuhost pružného uložení, hmotností referenční hmoty a materiálovým tlumením. Z kalibrační křivky je patrný pokles nominální citlivosti až o 3 dB. Platí, že čím větším snímačem měříme, tím dostáváme lepší citlivost a jsme schopni měřit nižší frekvence. Horní frekvenční mezí snímače se nachází zhruba ve třetině jeho rezonanční frekvence. Na kalibrační křivce je opět patrný nárůst nominální citlivosti až o 3 dB. Pokud použijeme větší snímač s větší hmotností (resp. referenční hmota snímače), tím má také vyšší citlivost, ale za to nižší rezonanční frekvenci. Elektrický náboj není možné přenášet na dlouhé vzdálenosti, proto byly starší akcelerometry vybaveny dalším externím nábojovým předzesilovačem, který zajišťoval převod elektrického náboje na elektrické napětí. Tento předzesilovač mají už moderní snímače integrovány ve svém pouzdru. Dále je proto citlivost jejich snímače udávána v jednotkách  $\text{mV/g}$ . [4]



Obr. 3.9: Kalibrační křivka snímače zrychlení [4]

Je velice důležité, aby piezoelektrický prvek nacházející se ve snímači, nebyl nijak namáhán žádným jiným způsobem než od vibrací. Je naprosto nezbytné, aby místo, kde bude snímač připevněn, bylo hladké a ploché a tím nedocházelo k deformacím základny snímače. Deformaci základny mohou způsobit také teplotní změny nebo např. příliš velký utahovací moment na šroubu při upevnění snímače. Na tato nežádoucí namáhání piezokeramického prvku bývá nejvíce náchylný tlakový typ akcelerometru (obr. 3.8). Akcelerometry jsou vyráběny v provedení - tlakový, smykový a ohybový. Smykový typ se vyrábí v provedení např. delta-shear. Tento typ disponuje třemi piezokeramickými elementy, které jsou uspořádány do trojúhelníku. Díky své orientaci jsou minimálně ovlivňovány deformací základny. Tento smykový akcelerometr je citlivý a odolný. V dnešní době je nejrozšířenějším typem snímače pro měření absolutních vibrací. Mezi další výhody tohoto typu akcelerometru patří i to, že neobsahují pohyblivé části, jsou tak trvanlivé, spolehlivé a nevyžadují častou kalibraci jako např. snímače rychlosti. Jejich instalace je snadná, mají velký použitelný široký rozsah frekvencí (od 0,1 Hz do 30 kHz), také velký dynamický rozsah a jsou nabízeny v provedení i pro použití ve vysokých provozních teplotách. [4]

Tabulka 3.1: Typy akcelerometrů [4]

Typ akcelerometru	výhody	nevýhody
<b>smykový</b> 	široký frekvenční rozsah relativně odolný nízký teplotní vliv	menší citlivost
<b>tlakový</b> 	široký frekvenční rozsah odolný na rázy	náchylný na teplotní vlivy náchylný na deformaci základny
<b>ohybový</b> 	měří velmi nízké frekvence má velmi vysokou citlivost	křehký, citlivý na rázy

### 3.6.4 Montáž akcelerometrů

Mezi důležité aspekty patří také upevnění snímače, které je při použití snímače vždy třeba vhodně uvážit. Správným připevněním snímače musí být zajištěno, aby to bylo přesně to samé, co se děje se stojanem, jehož vibrace chceme vyšetřit. Dalším připevněním se přidává ke snímači (systém s 1° volnosti – hmota a pružina) další hmota a pružina, tvořená poddajností spoje. Volbou nevhodného připevnění znehodnotíme naměřená data nebo v lepším případě zřetelně omezíme použitelný frekvenční rozsah. Způsob připevnění volíme tak, aby snímač bezpečně pracoval ve frekvenčním rozsahu, který nás zajímá. Existuje několik způsobů uchycení akcelerometrů, které jsou podrobně uvedeny v ČSN ISO 5348, např.:

- šroubem - Jde o nejspolehlivější uchycení, které jen zanedbatelně snižuje použitelný frekvenční rozsah snímače. Plocha pod základnou snímače musí být čistá a rovná, snímač má dosedat na plochu celou plochou základny, díra pro šroub musí být kolmá k měřenému povrchu a dostatečně hluboká a musí být použit správný závit (snímače mají často jiný typ závitu než metrický). Požadavky na kvalitu opracování a kolmost závitového otvoru jsou dost přísné. Na hotových strojích se tyto požadavky obtížně dodržují, proto se často používají lepené podložky z nerezavějící oceli (válečky s vyřezaným závitem pro montážní

šroub, ale magnetické – pro orientační měření s připevněním akcelerometru pomocí magnetu). Mají i tu výhodu, že při poškození (například při opravách) se snadno nahradí.

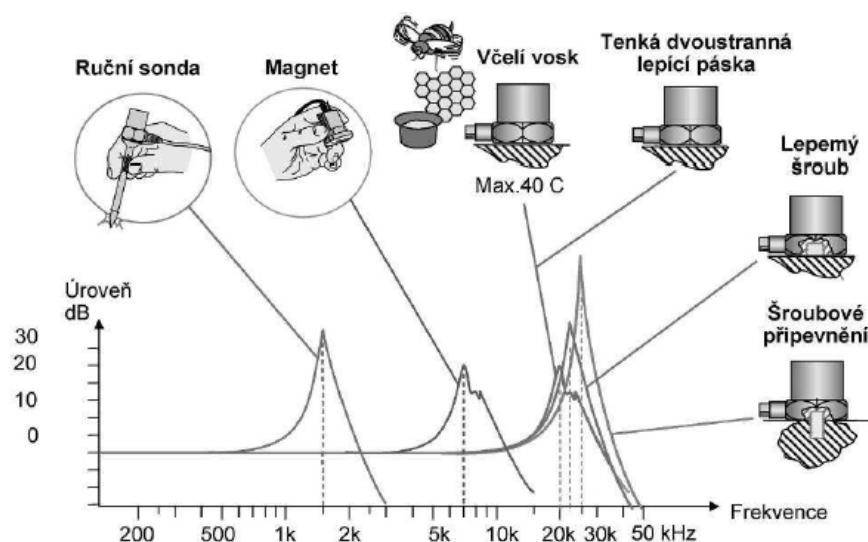
- lepidlem - Pokud je použito vhodné lepidlo (např. LockTite Depend, LockTite Liquid Metal) a plocha pro nalepení snímače je vhodně upravená (čistá, zdrsňená), je rovněž zachován použitelný frekvenční rozsah snímače. Upozornění: Některá lepidla mají záměrně měkkou doplňkovou složku (pro vyrovnání nerovností atd.), která významně snižuje frekvenční rozsah, proto je nutné používat pouze doporučená lepidla. V praxi se nejvíce používá dvousložkové lepidlo HBM X60 na tenzometry. Obvykle se nelepí na stroj samotný snímač, protože jeho demontáž by mohla vést k jeho poškození, ale lepí se podložky se závitem pro šroub. Je třeba dát pozor na maximální provozní teplotu, při které lepidlo měkne, což je cca 80 - 100°C.

- oboustrannou lepicí páskou - Rychlý způsob, méně spolehlivý, ne příliš běžný.

- magnetem - Častý a rychlý způsob uchycení snímače, avšak jen pro běžná provozní měření do frekvenčního rozsahu cca 2 kHz. Opět musí být kvalitní dosedací plocha (bez barvy, okují, rovná atd.). Ke snímačům se dodávají speciální magnety ze vzácných zemin, které jsou silnější než běžný magnet.

- včelím voskem - Rychlý způsob uchycení snímače, který se používá zejména pro laboratorní měření a pro menší snímače. V diagnostice se neuplatňuje. Použitelný frekvenční rozsah snímače je tímto způsobem uchycení mírně omezen. Je použitelný jen do teploty cca 40°C.

- ruční sonda – Použitelná pouze pro orientační měření do cca 1,5 kHz. [4]



Obr. 3.10: Vliv uchycení snímačů na frekvenční rozsah snímače [4]

### 3.6.5 Dynamický rozsah

Po dodržení všech uvedených zásad jsme zajistili, aby byl následně do analyzátoru přiveden kvalitní signál ze snímače. Je důležité tento přivedený signál upravit, aby vyhovoval elektronickým obvodům. Kvůli tomuto je na vstupu do analyzátoru umístěn vstupní zesilovač/zeslabovač signálu upravující signál tak, aby byl signál dostatečně silný a zároveň nedocházelo k přebuzení (OVERLOAD). Optimálně se tím využije dynamický rozsah. Nastavení zesilovače obvykle bývá:

- Automatické (AUTORANGE) – nejčastější nastavení doporučené pro měření v ustáleném režimu. Prvním měřením přístroj vyhodnotí sílu signálu a následně nastaví zesilovač podle měření a přidá jistou rezervu. Pro účely měření se toto první měření neukládá, proto nelze automatické nastavení používat u jednorázových dějů. V případě, kdy se výrazně mění síla signálu, může docházet k opakujícímu se přestavování zesilovače, čímž bude docházet ke ztrátě dat.
- Ruční (MANUAL) - Používá se hlavně pro měření rozběhů, doběhů a rázů, či jiných neopakovatelných dějů. Je možné ruční nastavení odhadované maximální hodnoty, která může měřená veličina získat. Při překročení maximální hodnoty analyzátor hlásí přetížení (OVERLOAD), neměří a data nejsou zkreslená. [4]

## 4 FEM simulace

Čtvrtá kapitola popisuje podstatu FEM simulací a principy, na kterých tato metoda pracuje. V kapitole je dále uvedeno několik základních vzorců z oboru pevnost pružnost, které souvisí s popisovanou výpočetní metodou. Kapitola rovněž charakterizuje Lanczosovu metodu pro výpočet vlastních frekvencí, která se uplatňuje v simulacích, a matici tlumení pro zadaný materiál.

### 4.1 Počítačová podpora v procesu návrhu a výroby, FEM

Současný trend při vývoji nových výrobků nutí společnost k využití nejmodernějších metod, které nám umožňují optimalizovat proces návrhu. Hlavní snahou současného trendu je zkracování doby, která je potřebná pro uvedení výrobku na trh, ve snížení výrobních nákladů, zvýšení životnosti a samozřejmě v bezpečnosti výrobku. Jednou z metod, která nám napomůže řešit a splnit všechny výše uvedené aspekty, je výpočtové modelování, tzv. Metoda konečných prvků (angl. The Finite Element Method). Tato metoda nám umožňuje

simulovat a tím tak předvídat, jakým způsobem se bude výrobek v daných situacích chovat. Tak dosáhneme snížení nákladů, protože nemusíme vyrábět drahý prototyp a experiment. Vyšetřovaná součást z hlediska vnějších deformací a vnitřních napětí s ohledem na vnější síly, na fyzikálních veličinách a na tvaru součásti je rozdělena na konečný počet prvků tzv. elementů. Tyto elementy mají definovaný tvar čtyřstěnu. Po zatížení těchto elementů následuje v konečném důsledku řešení řad rovnic. Metoda konečných prvků patří mezi nejvýznamnější numerické metody založené právě na řešení řad soustavy rovnic, charakterizující model simulované součásti, jeho okrajové podmínky a vlastnosti. Princip metody spočívá v: *„Diskretizaci spojitého kontinua do určitého (konečného) počtu prvků, přičemž zjišťované parametry jsou určovány v jednotlivých uzlových bodech. MKP je užívána především pro kontrolu již navržených zařízení, nebo pro stanovení kritického (nejnamáhavějšího) místa konstrukce.“*[10]

Vznik metody konečných prvků se datuje přibližně v roce 1956, ale myšlenky algoritmu výpočtu byly publikovány mnohem dříve. Teprve až s příchodem pokročilejší počítačové technologie bylo umožněno dostatečně efektivní řešení velkých soustav algebraických rovnic. Samotný název metody vznikl v roce 1950 z angl. **„The Finite Element Method“** čímž zdůrazňuje skutečnost, že stavebním kamenem metody je element konečných rozměrů. Rozvoj FEM vedl ovšem k souběžnému vzniku různých programů, které jsou postaveny na bázi algoritmu metody konečných prvků. Programy byly v prvních fázích vyvíjeny v univerzitním prostředí v souvislosti s řešením těchto výzkumných úkolů. Už v průběhu 60. - 70. let 20. století byl stále častěji k řešení inženýrských problémů vycházející přímo z nároků průmyslové praxe používán software. Zájem o nový výpočtový prostředek přirozeně vedl k rozvoji programů na komerční bázi. S nástupem pokročilých CAD systémů a se vznikem 3D modelářských systémů dochází ke skokové změně. Nynější období lze charakterizovat jako interakci softwaru s rostoucím zájmem technických pracovníků se zřetelem na komfort nabízených prostředí jednotlivých softwarů. Dochází k propojení CAD a FEM systémů, jde o snahu zavádět výpočty, simulace napětí a deformací přímo do stádia návrhu součástí. Za nejúspěšnější programy v oblasti CAD/CAM lze dnes považovat systémy CATIA, ABAQUS, NASTRAN a např. ANSYS. FEM nalézá uplatnění v mnoha oborech a řeší například problémy jako například akustika, prostup tepla, dynamika tekutin, fyzika, šíření vln, pružnost a pevnost, vlastní frekvence, elektromagnetismus, biomechanika, atd.

S nástupem CAD/CAM (Computer Aided Design/ Computer Aided Manufacturing, počítačem podporované navrhování/ počítačem podporovaná výroba) řešení při návrhu a výrobě tvarů automobilů se auta začínají individualizovat tvarovými předními světlomety, které kromě potkávacího a dálkového reflektoru obsahují i směrovku, příp. denní světlo.

Základní úlohou, jejímž řešením se diplomová práce dále zabývá, je tzv. přímá úloha pružnosti. Budeme ji formulovat následovně: „Pro těleso se známou geometrií, materiálem, zatížením a vazbami k okolí určete jeho deformaci a napjatost.“ Určení deformace a napjatosti, stručněji označované jako napět'ová analýza, je předpokladem k následnému hodnocení mezních stavů konstrukce.

## 4.2 Dynamické výpočty

Každá konstrukce je charakterizována svým tzv. nalaďením. Pro zjištění výsledků vynuceného kmitání a vlastního kmitání byla použita metoda dynamického výpočtu. Toto nalaďení můžeme vyjádřit spektrem vlastních frekvencí a také vlastních tvarů kmitů, což zahrnuje vlastní výpočet. Pro tento výpočet existuje celá řada metodik, které vychází z výpočtů zpětné iterace podprostoru.

Při analýze dynamicky zatěžované konstrukce je důležité nejprve začít s výpočtovou analýzou vlastního kmitání. Vlastní rezonanční frekvence jsou funkcí tuhosti a hmotnosti konstrukce.

Pro výpočet vynuceného kmitání musíme znát spektrum budících frekvencí.

## 4.3 Základní veličiny a rovnice obecné pružnosti

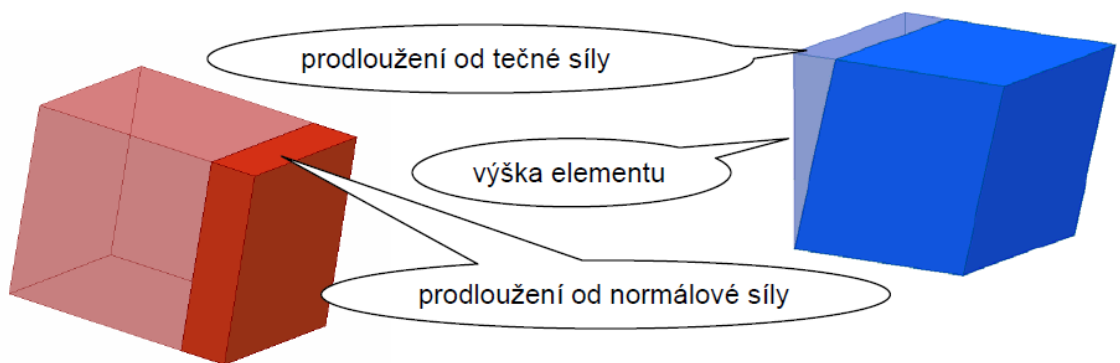
Tato kapitola obsahuje základní informace o oboru pevnost pružnost, které jsou součástí FEM výpočtů. Základní úloha, jejíž podstatou řešení se diplomová práce zabývá, je tzv. přímá úloha pružnosti. Úlohu můžeme formulovat takto: „*Pro těleso se známou geometrií, materiálem, zatížením a vazbami k okolí určete jeho deformaci a napjatost.*“ [6] Stanovení deformace a napjatosti, označované také jako napět'ová analýza, je podmínkou pro následné hodnocení mezních stavů konstrukce.



Obecná prostorová statická úloha představuje celkem 15 neznámých proměnných funkcí  $x, y, z$ . Jsou to:

- a) tři posuvy v osách  $u, v, w$
- b) šest přetvoření - poměrná prodloužení  $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$ ,  
- zkos pravoúhlých stěn  $\gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{zx}$ ,
- c) šest napětí - v osách  $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ ,  
- v rovinách na ně kolmých  $\tau_{zx}, \tau_{yz}, \tau_{xy}$ ,

Tyto funkce jsou vzájemně vázány soustavou obecných rovnic pružnosti, které je nutné splnit uvnitř řešené oblasti. Tato soustava rovnic je složena z rovnic rovnováhy, rovnic geometrických a rovnic fyzikálních. Na hranici řešené oblasti musí pak být také splněny předepsané okrajové podmínky.



Obr. 4.1: (fem mkp inventor,...podklady) [6]

poměrné prodloužení působením osové síly  $\varepsilon = \text{rozdíl délky} / \text{původní délka}$

zkos  $\gamma = \text{velikost prodloužení} / \text{výška elementu}$

#### 4.3.1 Rovnice rovnováhy

Tyto rovnice představují podmínky rovnováhy základního vnitřního prvku, na nějž působí kromě složek napětí vnější objemová síla o složkách  $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z [N.m^{-3}]$ . Tyto síly představují oboustrannou vazbu mezi složkami napětí, která musí být vždy splněna bez ohledu na typ materiálu, velikosti deformací apod. Je uvedeno pro situaci statického zatěžování:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} + \sigma_x &= 0 & \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} + \sigma_y &= 0 \\ \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + \sigma_z &= 0 \end{aligned}$$

#### 4.3.2 Rovnice geometrické

Jedná se o vztahy, které vytvářejí vazbu mezi složkami posuvů a přetvoření. Uvádíme je ve tvaru, použitelném v případě menších přetvoření (řádu  $10^{-2}$  a menším):

$$\begin{aligned}\varepsilon_x &= \frac{\partial u}{\partial x} & \varepsilon_y &= \frac{\partial v}{\partial y} & \varepsilon_z &= \frac{\partial w}{\partial z} \\ \gamma_{xy} &= \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} & \gamma_{yz} &= \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} & \gamma_{zx} &= \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z}\end{aligned}$$

#### 4.3.3 Fyzikální vztahy

Fyzikální vztahy ztělesňují spojitost mezi deformací a napjatostí. Nejběžnějším tvarem pro lineárně pružný materiál (s platností v oblasti Hookova zákona  $\sigma = E \cdot \varepsilon$ ), které jeho vlastnosti určují dvě nezávislé materiálové konstanty:

Modul pružnosti v tahu -  $E$  – tzv. Youngův modul pružnosti a Poissonovo číslo -  $\mu$ .

Modul pružnosti ve smyku  $G$  není nezávislou materiálovou veličinou a lze jej určit:

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)} [MPa]$$

### 4.4 Přesnost úloh metody FEM/MKP

Obecné vztahy pružnosti představují soustavu 15 rovnic, umožňující společně s okrajovými podmínkami stanovení 15 neznámých funkcí posuvů, napětí a přetvoření. V průběhu vývoje metody se vyvinulo několik přístupů k řešení tohoto problému:

Analytické řešení - hledaný výsledek je ve tvaru spojitých funkcí za použití metod matematické analýzy s využitím integrálního a diferenciálního počtu.

Numerické řešení - problém hledání spojitých funkcí je následně převáděn na problém hledaných konečných počtů neznámých parametrů, prostřednictvím nichž je hledaná funkce přibližně aproximována. Tento přechod je nazýván jako diskretizace spojitého problému. Diskrétní problém je potom na počítači řešitelný algebraickými zákony v konečném počtu kroků. Tato metoda vyřeší jakkoliv geometricky složitý problém, jedině

omezení spočívá v kapacitě dostupného hardwaru a časových nárocích, které jsou potřeba na výpočet. Výsledky se vztahují pouze jen ke konkrétně zadanému případu, pozdější jakékoliv úpravy, změny geometrie, optimalizace apod. vyžadují opakování celého náročně výpočtového procesu.

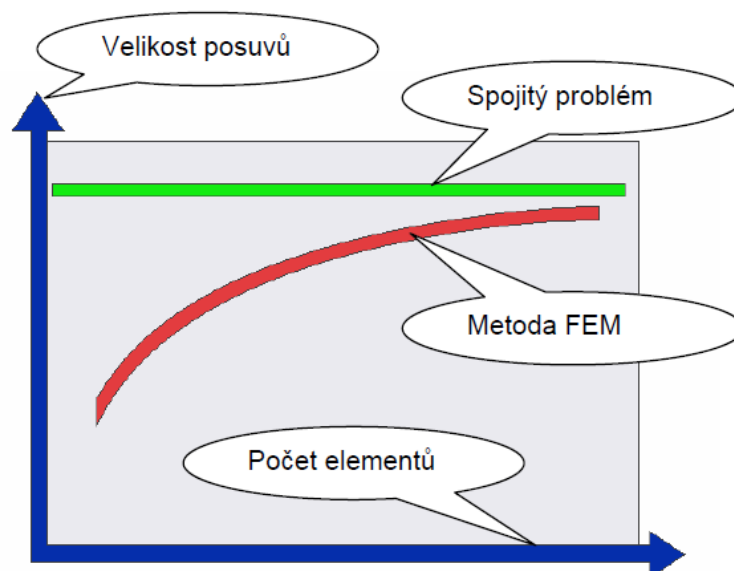
S rozmachem vývoje počítačů již dnes a zvláště v budoucnu jednoznačně převáží při řešení úloh numerické metody. Znalost analytického řešení typů úloh pružnosti zůstane základem odborných vědomostí výpočtáře. Ve vztahu s analytickým řešením je zpravidla použito diferenciální formulace a silového nebo deformačního přístupu pro výběr nezávislých funkcí pružnosti. U MKP jednoznačně převládá variační formulace a deformační stanovisko - hovoříme tak o deformační variantě MKP, čímž jsou primární neznámé funkce posuvů.

U všech numerických metod je u FEM zásadní požadavek konvergence - při zjemňování sítě konečných prvků se blíží numerické řešení k řešení odpovídající spojitému problému. K dosažení je nutné, aby každý typ prvku splňoval určitá kritéria:

1. Na hranici mezi prvky i v prvku musí splňovat posuvy minimální požadavky spojitosti, které jsou závislé na typu úlohy.
2. Při posuvu elementu jakožto tuhého celku musí být napětí i přetvoření rovna nule.
3. Prvek musí být schopen přesně popsat stav konstantního přetvoření.

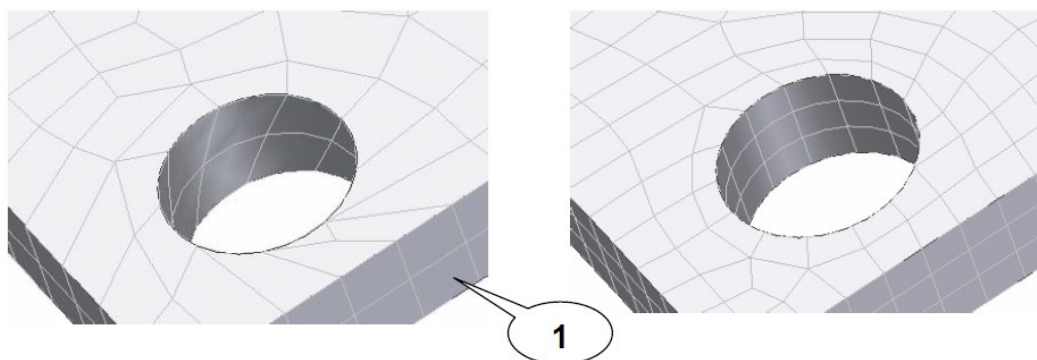
Uživatel programu nemusí tato kritéria ověřovat, programem implementované prvky je již splňují. Pro prvky FEM je přesně dokázána konvergence, monotónní konvergence zdola. Neboli: **Ke skutečným hodnotám se „přibližuje ze zdola“.**

Znamená to, že vypočtené posuvy jsou při shodném zatížení všeobecně menší než ty skutečné, diskreditovaný model je tedy tužší než ten spojitý. Zvýšením počtu prvků zvyšujeme poddajnost simulovaného modelu. [6]

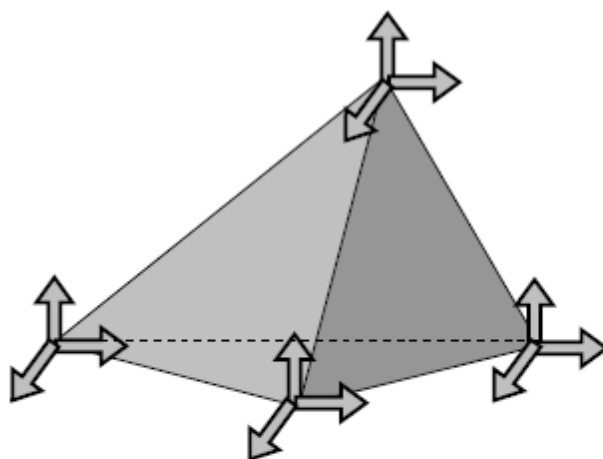


Obr. 4.2: Přesnost FEM simulací [6]

Pro dosažení vypovídací způsobilosti výpočtů ve FEM je důležité optimálně navrhnout síť elementů. Dnes je možné hned po analýze chybné sítě upravit a ihned výpočet opakovat. Chybu výpočtu je možné snížit hlavně zvyšováním počtu prvků – tzv. elementů. (viz obr.4.3) [6]



Obr. 4.3: Nastavení elementů sítě [6]



$$[m]_{tetraedr} = \frac{m_p}{20} \begin{bmatrix} 2 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 2 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 2 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 0 & 2 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 2 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 2 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 2 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 2 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 2 & 0 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 2 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 2 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 2 \end{bmatrix}$$

Obr. 4.4: Matice hmotnosti čtyřstěnu (tetraedru) [7]

#### 4.5 Redukované napětí a ekvivalentní napětí

Při vyšetřování kombinovaných namáhání, při kterých se zároveň vyskytuje normálové a tečné napětí, jsou postupně vyvíjeny teorie v závislosti na použití materiálu.

1) Teorie maximálních normálových napětí - Clapeyron, Lamé, Maxwell - použití pro materiály, jež mají stejné dovolené napětí jak v tahu, tak i ve smyku (křehké materiály – litiny).

$$\sigma_{red} = \frac{\sigma}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2}$$

2) Teorie největších poměrných deformací - St. Venant, Bach - pro materiály, u kterých platí  $\sigma_D / \tau_D = 1,3$  (zejména křehké materiály).

$$\sigma_{red} = 0,35\sigma \pm 0,65\sqrt{(\sigma^2 + 4\tau^2)}$$

3) Teorie maximálních smykových napětí - Guest, Mohr, Coulomb - pro materiály, u kterých platí  $\sigma_D / \tau_D = 2$  (pro houževnaté materiály).

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma^2 + 4\tau^2)}$$

4) Teorie objemové hustoty energie - Beltram - pro houževnaté materiály.

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - 2\mu\sigma_1\sigma_2)}$$

5) Energetická teorie smykových napětí - von Mises

Tato teorie nejvíce vyhovuje výsledkům zkoušek aplikovatelné pro houževnaté materiály. Její algoritmus je přednastaven v MKP.

$$\sigma_{red} = \sqrt{[\sigma^2 + 3(\alpha_B \tau)^2]}$$

Kde  $\alpha_B$  je Bachův opravný součinitel, pro nějž platí pro daný způsob zatížení:

$$\alpha_B = \frac{\sigma_D}{\sqrt{3}\tau_D}$$

Z tohoto poznání vychází vztah pro výpočet redukovaného momentu

$$Mo_{red} = \sqrt{[Mo^2 + 0,75(\alpha_B Mk)^2]}$$

Ekvivalentní napětí - von Mises

$$\sigma_{ekv} = \sqrt{0,5(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}$$

[skripta fem mcp]

#### 4.6 Lanczosova metoda výpočtu vlastních frekvencí a tvarů netlumeného kmitání

$$[K][\Phi] = [M][\Phi][\Omega^2]$$

Modální matice  $[\Phi]$  obsahuje sloupce vlastních tvarů kmitání

$$[\Phi] = [\{R_0\}_1 \{R_0\}_2 \dots \{R_0\}_N],$$

Diagonální

$$[\Omega^2] = \begin{bmatrix} \Omega_1^2 & & & \\ & \Omega_2^2 & & \\ & & \ddots & \\ & & & \ddots & \\ & & & & \Omega_N^2 \end{bmatrix} \quad \text{matice obsahuje čtverce vlastních}$$

kruhových frekvencí.

Lanczosova metoda v prvním kroku převádí standardní systém maticové rovnice pro  $i$ -tou vlastní frekvenci tvaru:

$$[[K] - \Omega^2[M]]\{R_0\} = \{0\}$$

Na rovnici  $[T]_n\{\tilde{R}_0\} = \frac{1}{\Omega^2}\{\tilde{R}_0\}$ , kde matice  $[T]_n$  je tří diagonální.

#### 4.7 Matice tlumení

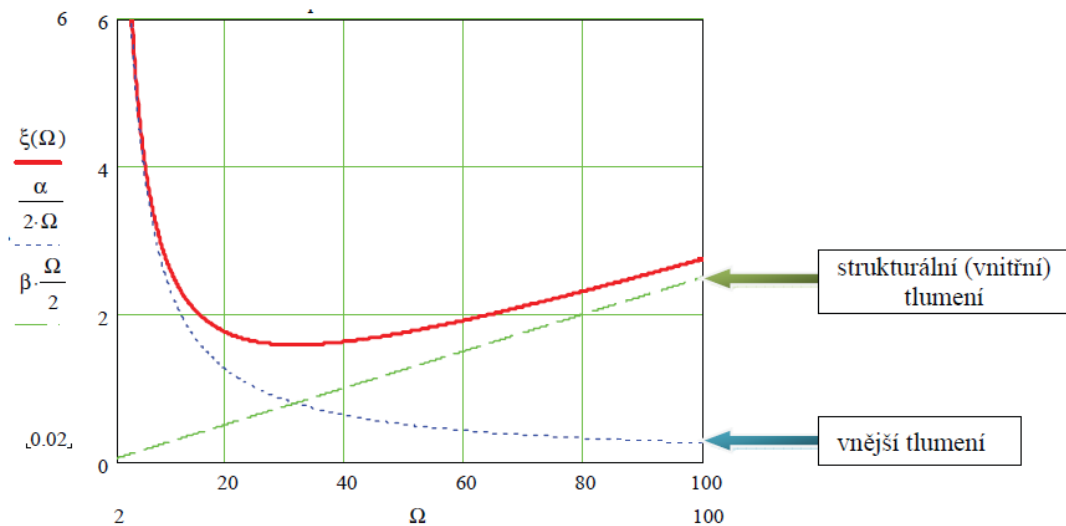
V praxi výpočetní techniky je v případě systémů diskretizovaných MKP velmi často řešeno tlumení. Určení matic tlumení prvků patří mezi náročné experimentální činnosti a to jak z hlediska ekonomického, tak i časového. Proto je přijímán nejjednodušší viskózní model tlumení (také uváděn jako lineární nebo Rayleighův). Předpokládá se, že tlumení nabývá hodnot úměrné prvé mocnině rychlosti. Z těchto důvodů pro další zjednodušení se volí matice tlumení  $[D]$  úměrná matici hmotnosti a tuhosti podle následujícího vzorce

$$[D] = \alpha[M] + \beta[K].$$

Člen  $\alpha[M]$  charakterizuje tlumení vnější (tlumení podloží, tlumení vnějším médiem atd.). Další člen  $\beta[K]$  charakterizuje systém vnitřního tlumení, hodnota členu se liší od typu konstrukce. Nabývá jiných hodnot pro konstrukce šroubované, nýťované, svařované, atd. Důležité je určení těchto konstant  $\alpha$  a  $\beta$ . Poměrně snadno pomáhá snadno odvoditelný vztah mezi poměrným útlumem  $\xi_j$  pro  $j$ -tou vlastní frekvenci a to takto:

$$\xi_j = \frac{\alpha}{2\Omega_j} + \frac{\beta\Omega_j}{2}.$$

Neznámé konstanty  $\alpha$  a  $\beta$  se jednoznačně určí pomocí dvou měření poměrného útlumu pro dvě zvolené různé vlastní frekvence. Zpravidla bývá zvolena první vlastní frekvence a další co možná nejvzdálenější, např. pátá nebo vyšší. Průběh poměrného útlumu  $\xi_j$  při hodnotách vlastní kruhové frekvence naznačuje obrázek 4.5.



Obr. 4.5 Závislost poměrného útlumu na vlastní kruhové frekvenci

V praktických příkladech se velmi často vnější tlumení zanedbávají, a následně se součinitel  $\beta$  vypočítá z poměrného útlumu z první vlastní frekvenci  $\xi_1$  ze vztahu:

$$\beta = \frac{2 \cdot \xi_1}{\Omega_1}.$$

Poměrný útlum je možný zjistit pomocí literárních údajů nebo experimentálním určením tzv. logaritmického dekrementu útlumu  $\vartheta$  podle vztahu:

$$\vartheta = \frac{1}{n} \ln \frac{a_t}{a_{t+n \cdot T_1}} \text{ a potom } \xi \cong \vartheta / 2\pi$$

Kde v předcházejících vzorcích:  $n$  - počet kmitů mezi měřením výchylek,  $a_t$  - výchylka v čase  $t$ ,  $a_{t+n \cdot T_1}$  - výchylka v čase  $t + n \cdot T_1$ ,  $T_1$  ...doba kmitu tlumeného kmitavého pohybu.

Pro materiál **slitin hliník** je v literaturách uváděna hodnota poměrného útlumu  $\xi_1$  pro základní vlastní frekvenci  $\sim 4 \times 10^{-4}$ . [7]

## 5 CATIA V5

Téměř celá praktická část diplomové práce byla provedena v programu CATIA V5.

Program Computer-Aided Three-Dimensional Interactive Application, odtud CATIA, je integrovaný systém pro počítačový návrh, konstruování a výroby (CAD/CAM/CAE).



Program vyvinula francouzská firma DassaultSystèmes a je užíváný převážně v leteckém a automobilovém průmyslu. [7]

Systém umožňuje široké spektrum řešení integrovaných v jednom programu pro veškeré aspekty a obory:

- konstruování a vývoje výrobku,
- snižování nákladů,
- zvyšování konkurenceschopnosti firmy,
- podpora bez výkresové výroby,
- optimalizace technologických procesů,
- provázanost na PLM systémy,
- práce ve 3D založená na jednotné databázi,
- zajištění spolupráce v týmech.

Technologie systému CATIA umožňuje v oblasti CAD/CAM/CAE dosažení vytýčených cílů v oblasti modelování výrobků, pevnostních a jiných analýz a optimalizací, s možností ihned provádět změny na výrobek podle výsledků vycházejících z analýz, vytvářet varianty či řešit finální design výrobku jdoucí na trh. Tento integrovaný proces se podílí velkou mírou na uvedení optimalizovaného finálního výrobku na trh.

## **6 Vývoj a konstrukce stojanu pro vibrační zkoušky světlometu**

Experimentální analýza a vibrační zkoušky jsou nezbytné pro vyhodnocení výrobku a rozpoznávání chyb, což znamená, že vibrace působící na upevnění, které musí splňovat přísná kritéria. Konstrukce stojanu probíhá již ve fázi vývoje výrobku. Tímto způsobem získáme zkušenosti v procesu rozvoje – jsou zavedeny zásady návrhu a realizována podpora simulační části. Takový přístup umožňuje zkrátit dobu vývoje. V simulační části na základě MKP je možné analýzy modelů stojanů kvantifikovat, čímž tak získáváme vodítko pro zlepšení struktury.

## 6.1 Kritéria pro výrobu stojanu

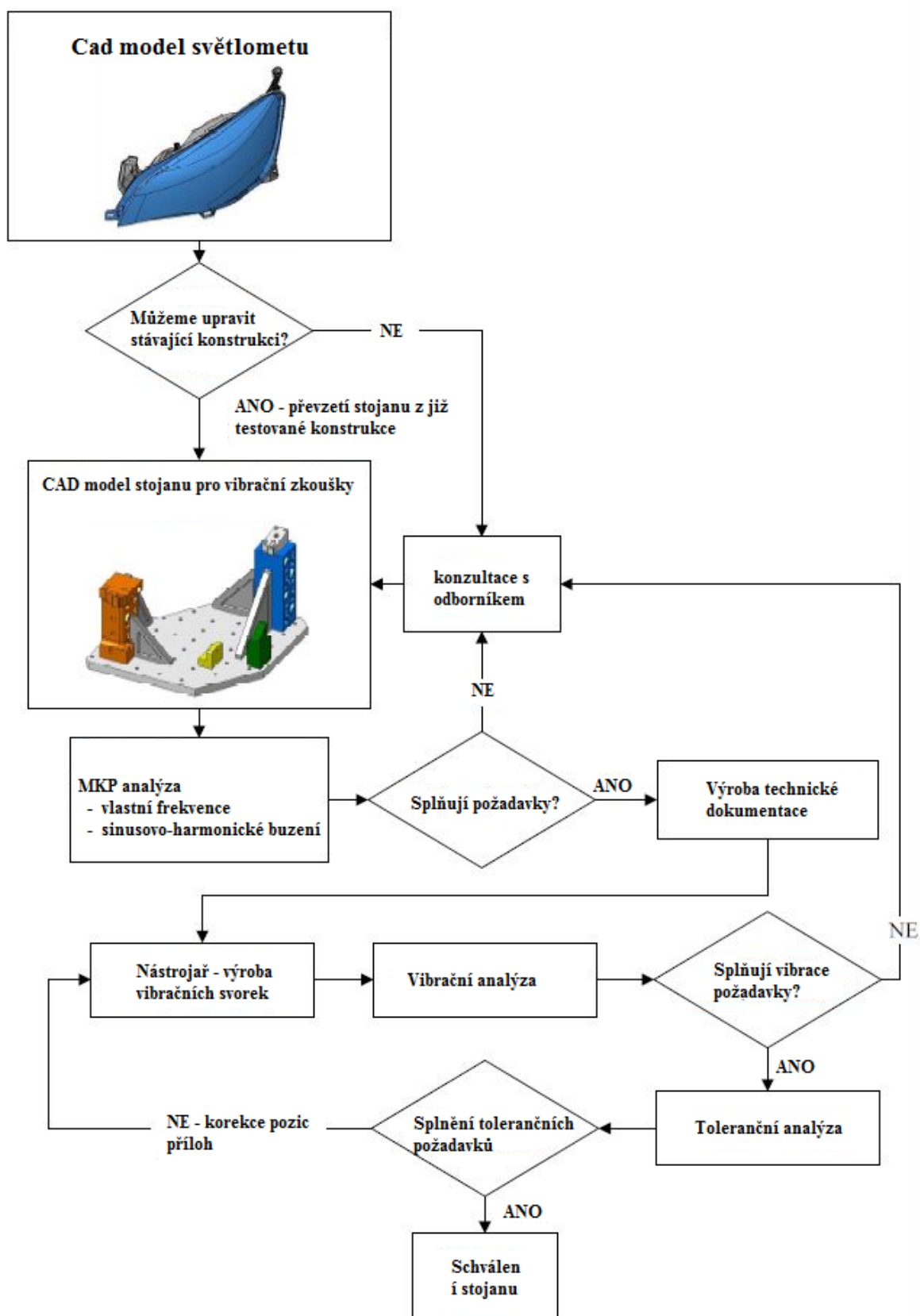
Stoly pro vibrační testování zařízení, které spojují základní desky vibračního stroje se zkoušeným předmětem, musí odolávat kolísání vibrací do vzorku bez ztráty a bez ukládání dalšího zatížení na zkušební vzorku. Zkušební vzorek je umístěn na stojanu ve stejné poloze a stejným způsobem, jako při montáži na vozidlo, jen s tím rozdílem, že upevňovací body na stojanu musí být odolné proti zkroucení, aby byly zajištěny výše uvedené požadavky. Samozřejmě musí být relativní pozice jednotlivých příloh v rámci stanovené tolerance. Tím se zabrání možnému předpětí testu (což znamená další zatížení) při instalaci stojanu. [12]

## 6.2 Proces navrhování a pokyny

Prostřednictvím využívání strukturálních směrnic a podpory analýzy vycházející z MKP je možno zkrátit dobu potřebnou k vývoji terminálů, při zajištění pro dosažení stanovených kritérií.

Strukturální průvodce (viz obr. 6.1) pomáhá návrháři při výběru vhodných materiálů, modelování vhodné geometrie, volby výkonu ukotvení a výroby technické dokumentace. Materiál pro výrobu stojanů je obvykle ze slitin hliníku, zatímco při relativně nízkých hustotách se musí zajistit dostatečná pevnost, a kromě toho, také má přijatelné vlastnosti pro vibrační zkoušky a relativně nízké náklady. Konstrukce je zpravidla přišroubována v ocelových vložkách.

Zajištění odpovídající strukturální tuhosti dolní stojiny není obtížné, až omezení se vyskytují u větší stojiny, k níž dochází v důsledku prostorových důvodů omezení geometrie a velikosti způsobu desky přišroubované ke stolu vibračního zařízení velkým počtem šroubových spojů. Je třeba dbát, aby těžší ze sloupců ležel na extrémních koncích desky, ale pokud to není možné, má mít odpovídající přesah. Umístění sloupků a podpor stojanu závisí také na poloze otvorů a na poloze šroubových svorek na vibračním zařízení. S cílem zajistit větší tuhost, je nutné umístit pilíře v místech nedaleko otvorů pro šrouby desky, je možné také přidání průchozí díry a umístění nad montážní otvor pro šroub. Vzhledem k omezenému prostoru ve snaze o co nejnížší hmotnost a zachování vysoké pevnosti je důležité vhodně konstruovat pilíře podpor, tyto podpory umístit na vhodná místa. [12]



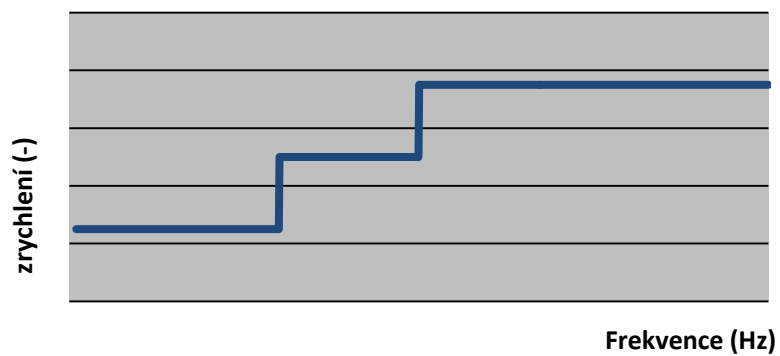
Obr. 6.1: Shrnutí procesu rozvoje [12]

## 7 Porovnání FEM simulace a vyhodnocení výsledků daného konstrukčního řešení

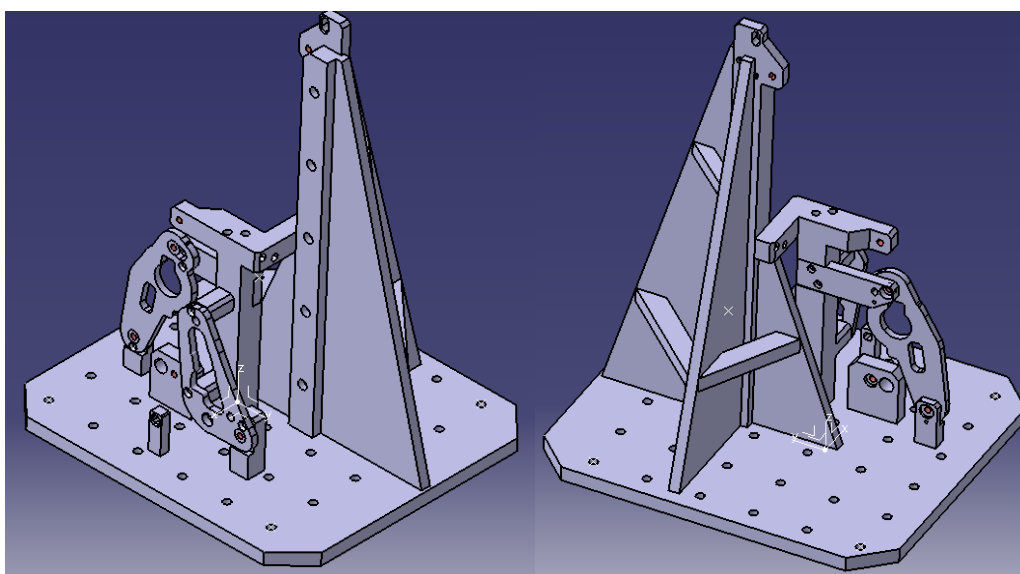
Stojan pro vibrační zkoušky světloometu zkonstruovaný pracovníky společnosti Hella je celý vyroben ze slitiny hliníku. Stojiny a vzpěry jsou k sobě přišroubovány a vystředěny ustavovacími kolíky, aby bylo dosaženo vysoké přesnosti smontování. Konstrukční celek je upevněn na vibrační stoličce přes základnu pomocí šroubů, v jejichž případě je nutné vhodně volit jejich pozici i jejich počet. Vhodná pozice šroubů nám pomůže posunout vlastní frekvence výše a také zabrání nežádoucím průhybům, posuvům a jiným pohybům základní desky a celého konstrukčního celku. V rámci této kapitoly bylo provedeno porovnání FEM simulace s reálným měřením. Pro srovnání FEM simulace s reálným měřením bylo nutné vytvořit analýzy jednotlivých stavů. Metodika provedení FEM simulace je podrobně popsána v následující kapitole 8.3 na již optimalizovaném konstrukčním celku. Porovnání výsledků je prováděno za stavu:

- bez světloometu, uchycení s více šrouby,
- se světlometem, uchycení s více šrouby,
- bez světloometu, uchycení 4mi šrouby.

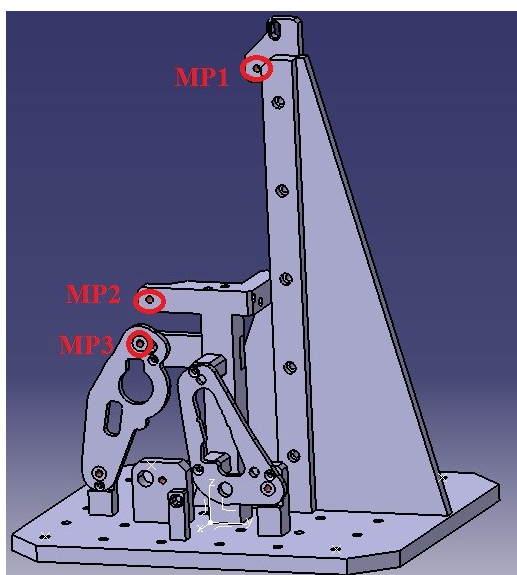
Pro všechny simulace byla použita parabolická síť s velikostí prvku 10mm a absolutní průhyb 1mm. Konstrukční celek byl buzen ve všech směrech násobkem gravitace 1g. Reálná zkouška měřila od 10Hz do 350Hz, simulace byla vyšetřována v rozmezí od 10Hz do 1000Hz. Všechny naměřené a zjištěné hodnoty byly importovány do programu MS Excel a vyhodnoceny do jednotlivých grafů. U následujících porovnání je zobrazen graf s dovoleným násobkem vstupního signálu, s naměřenými hodnotami a s hodnotami získaných z analýz, které byly provedeny v programu CATIA V5. Další detailnější grafy jsou doloženy v přílohách A-F diplomové práce.

**Norma**

Obr. 7.1 Norma pro splnění vhodnosti konstrukce stojanu



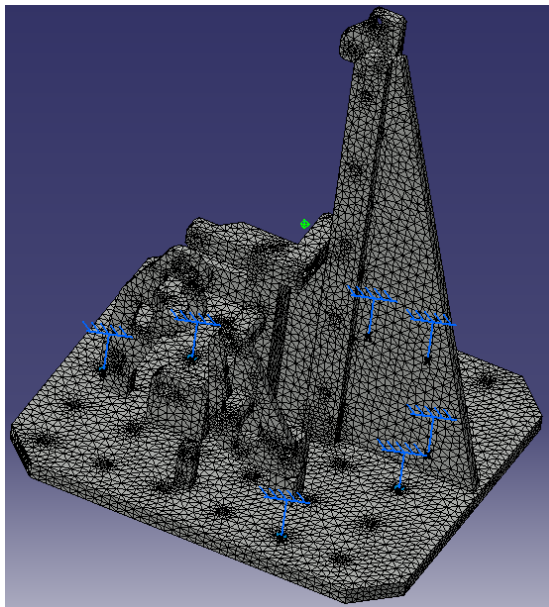
Obr. 7.2 Pohledy na konstrukční celek HELLA (stojan pro vibrační zkoušky světlometu), přední pohled (vlevo) a zadní pohled (vpravo)



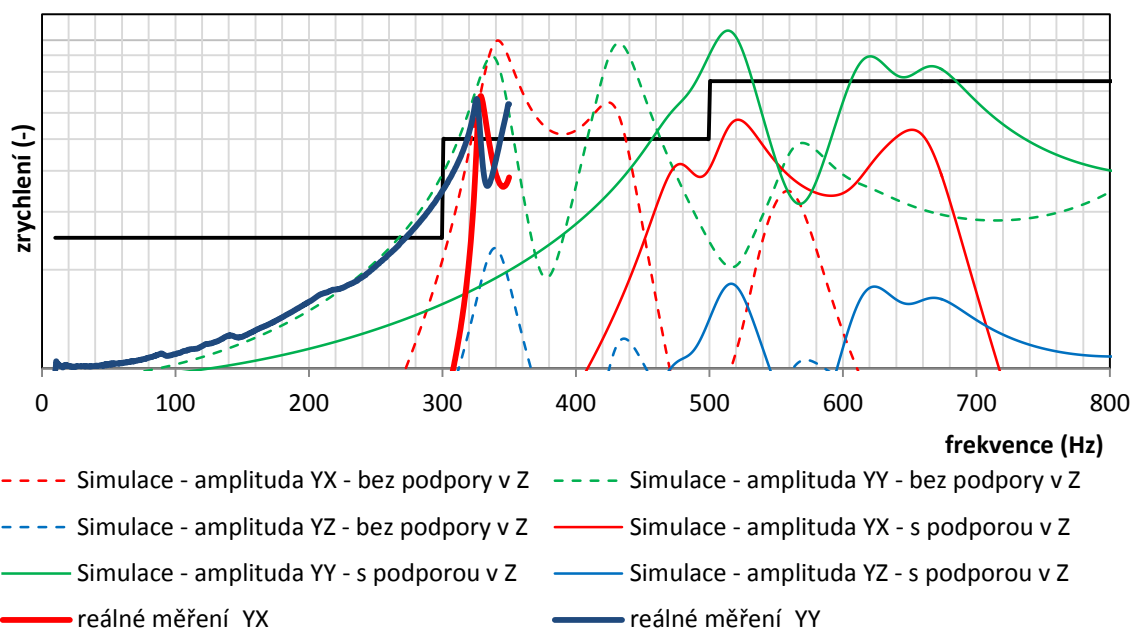
Obr. 7.3 Náhled na konstrukční celek HELLA a jeho body, které jsou vyšetřovány

## 7.1 Porovnání výsledků bez světloometu s uchycením více šrouby

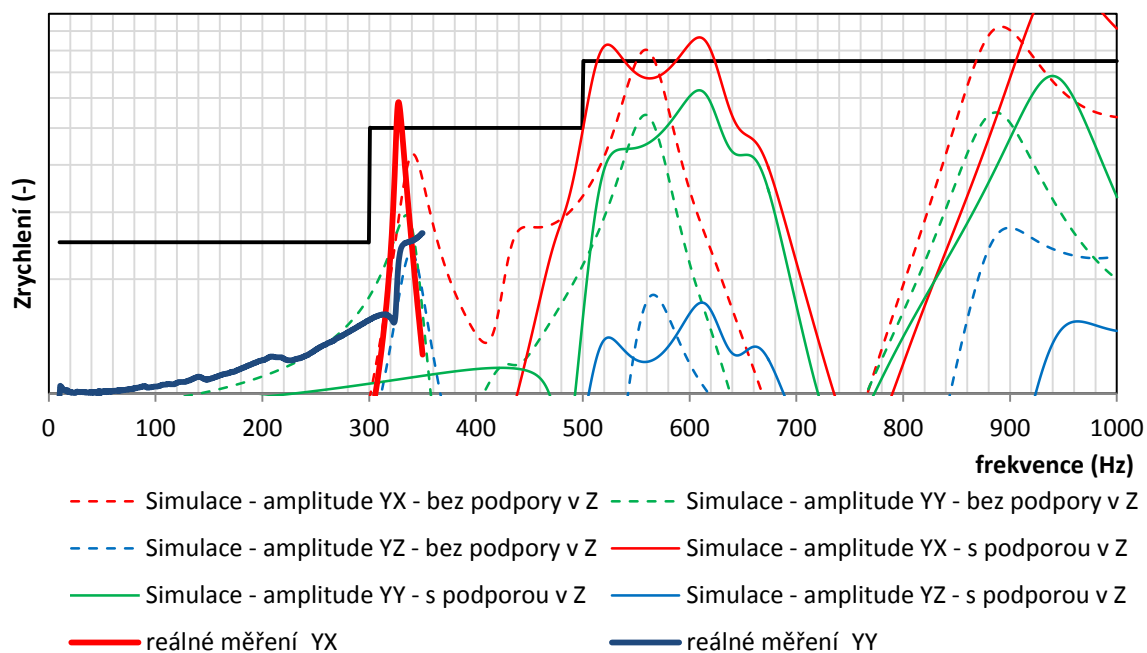
Jak lze z názvu podkapitoly vyčíst, porovnání bylo provedeno bez světloometu s uchycením pomocí více šroubů. Jejich pozice byla volena pro optimální uchycení základní desky ke stoličce vibračního zařízení.



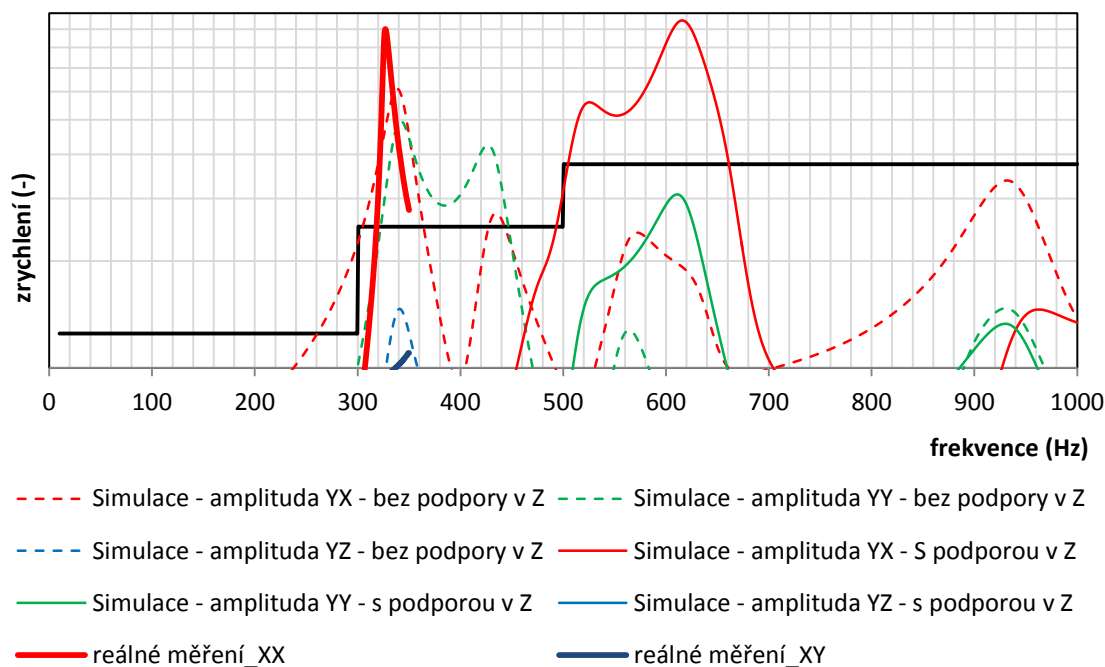
Obr. 7.3 Vysítovaný stojan s použitím parabolické sítě a nastavení okrajových podmínek pro analýzu bez světloometu a s uchycením více šrouby



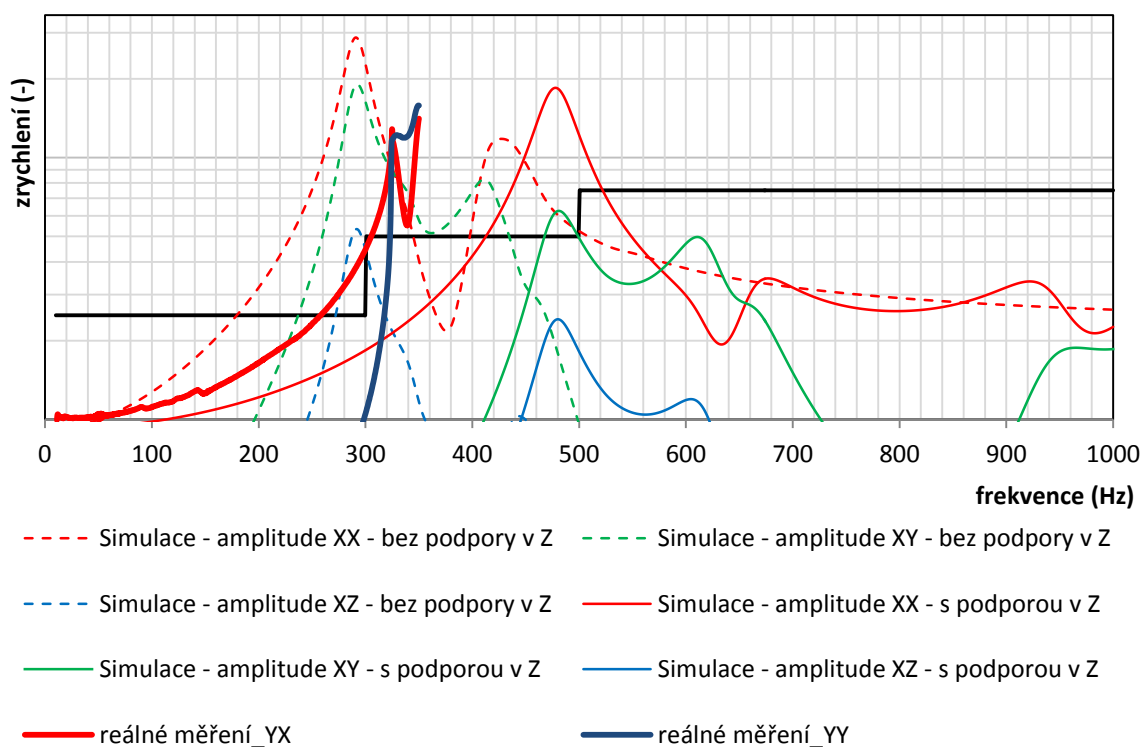
Obr. 7.4 Rezonanční frekvence stojanu - MP1 Buzení ve směru Y porovnání simulace s reálným měřením: s podporou a bez podpory v Z, bez světloometu a uchycení s více šrouby



Obr. 7.5 Rezonanční frekvence stojanu – MP2 Buzení ve směru Y Porovnání simulace, s reálným měřením: s podporou a bez podpory v Z, bez světlometu a uchycení s více šrouby



Obr. 7.6 Rezonanční frekvence stojanu – MP3 Buzení ve směru Y Porovnání simulace s reálným měřením: s podporou a bez podpory v Z, bez světlometu a uchycení s více šrouby

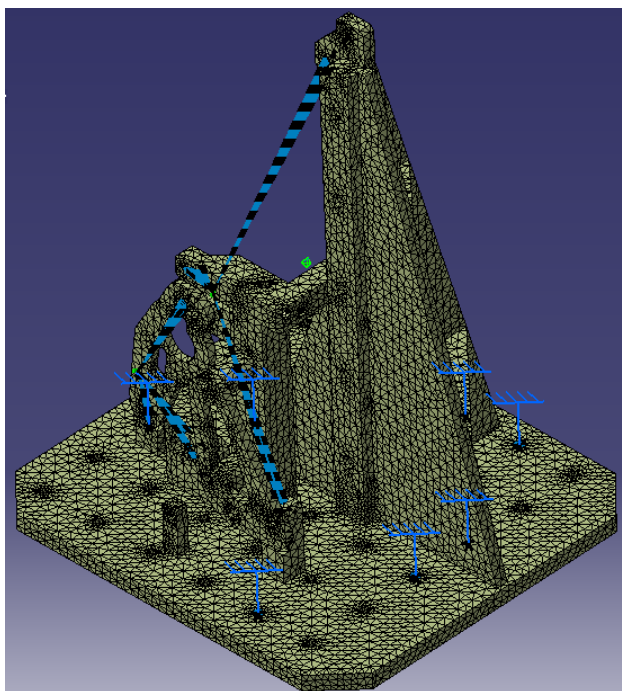


Obr. 7.7 Rezonanční frekvence stojanu – MP1 Buzení ve směru X Porovnání simulace s reálným měřením: s podporou a bez podpory v Z, bez světloometu a uchycení s více šrouby

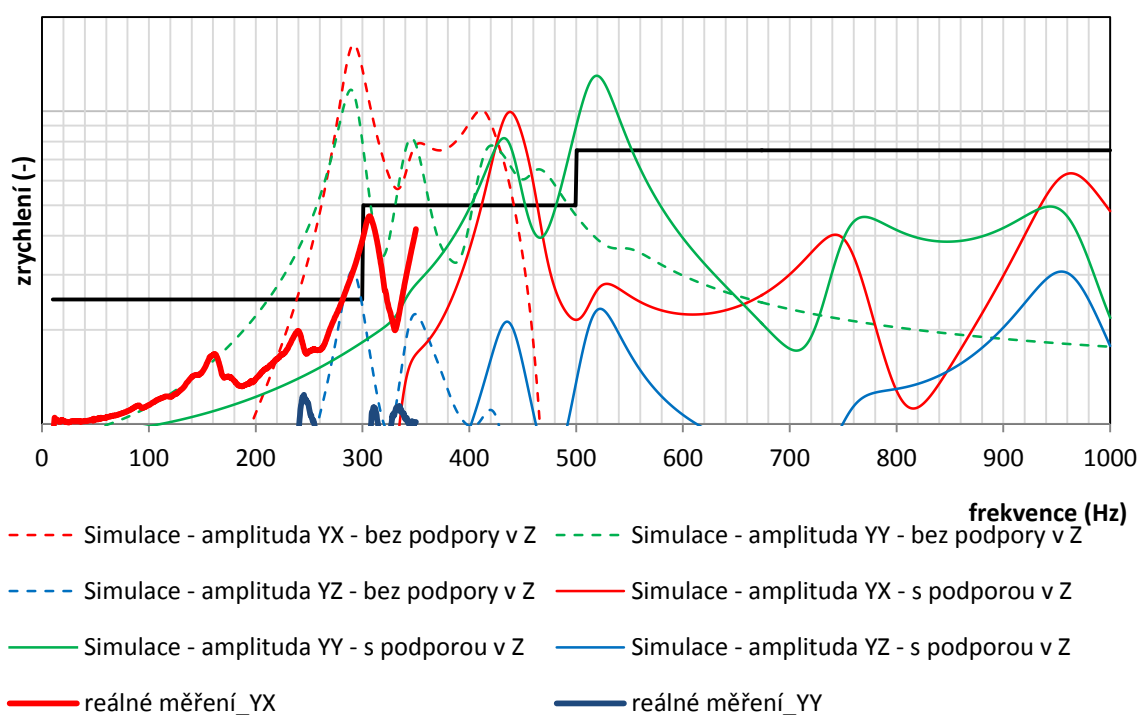
## 7.2 Porovnání výsledků se světlometem s uchycením více šrouby

Oproti předchozímu případu se tento liší tím, že v reálném měření a simulaci je počítáno se světlometem, který je pevně upnutý na stojan. V simulaci je světlomet zastoupen hmotností, která je vložena do těžiště jeho části a pomocí vazeb spojen s otvory, s jejichž pomocí bude pevně spojen se stojanem.





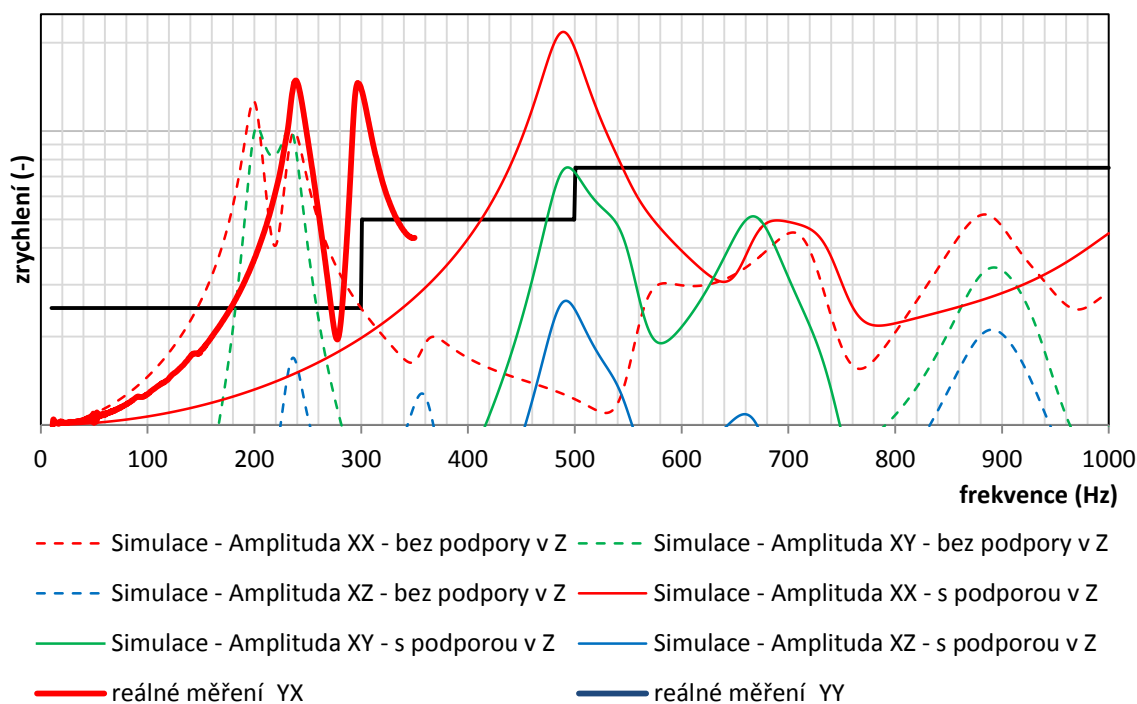
Obr. 7.8 Vysíťovaný stojan s použitím parabolické sítě a nastavení okrajových podmínek pro analýzu se světlometem a s uchycením více šrouby



Obr. 7.9 Rezonanční frekvence stojanu – MP1 Buzení ve směru Y Porovnání simulace s reálným měřením: s podporou a bez podpory v Z, se světlometem a uchycení s více šrouby

### 7.3 Porovnání výsledků bez světlometu s uchycením 4 šrouby

Poslední vyhodnocení naměřených hodnot a FEM simulace bylo provedeno za situace, kdy je stojan upnut k vibračnímu zařízení pouze čtyřmi šrouby a byl tak simulován nejhorší stav. Měření a simulace stojanu byly prováděny bez světlometu.



Obr. 7.10 Rezonanční frekvence stojanu – MP1 Buzení ve směru X Porovnání simulace, s reálným měřením: s podporou a bez podpory v Z, bez světlometu a uchycení se čtyřmi šrouby

### 7.4 Vyhodnocení porovnání

Mým úkolem bylo porovnání skutečných naměřených hodnot z reálného měření s hodnotami získanými z provedených simulací. Jak již bylo zmíněno, porovnání bylo prováděno ve třech stavech. Stojan byl testován na vibračním zařízení s uchycením pomocí více šroubů se světlometem nebo bez světlometu nebo s uchycením čtyř šroubů umístěných v rozích základny bez světlometu. Po poskytnutí výsledků z reálného měření a modelu již zkonstruovaného stojanu, byla provedena FEM analýza a porovnání dat mezi sebou. Jak lze z uvedených obrázků 7.3-7.10 vyčíst, nejvíce se reálnému měření přibližuje simulace bez podpory v Z (čárkované čáry). Detailnější a podrobnější obrázky jednotlivých porovnání průběhů jsou uvedeny v přílohách A-F diplomové práce. Rezonanční frekvence

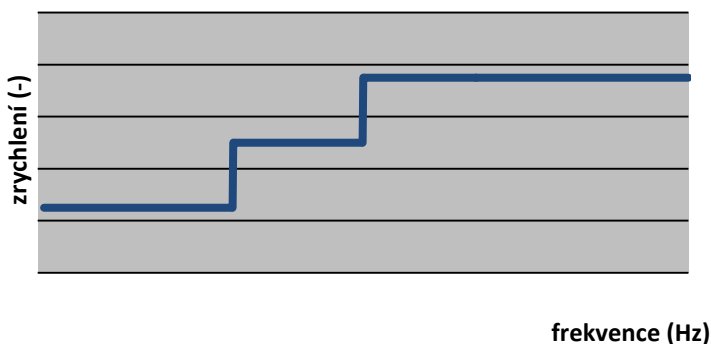
reálného měření a rezonanční frekvence získané simulací bez podpory v Z se neliší mezi sebou o více než 60Hz a v určitých případech jsou téměř shodné. Blízkost hodnot z reálného měření a ze simulace bez podpory v Z přikládám k faktu, že při zadávání vazeb při nastavování podmínek hledání rezonančních frekvencí nelze simulovat prohýbání základní desky jen v jednom směru. Vazby v simulaci dovolují prohýbání základní desky stojanu v obou směrech v ose Z nebo ji vytvořit absolutně tuhou. Toto porovnání si dovoluji označit za úspěšné, jelikož ve většině případů simulace bez podpory v Z podávaly horší výsledky, než jak tomu bylo při reálném měření a hodnoty se nacházely do 100Hz a násobek vstupního signálu se také ve většině případů lišila do 20%.

## 8 Optimalizace stojanu

Osmá kapitola se zabývá optimalizací stojanu pro vibrační zkoušky světlometu a také popisuje postup, jehož prostřednictvím bylo dosaženo optimalizovaného stojanu a splnění zadání. Je zde také podrobně popsána FEM simulace a její nastavení.

### 8.1 Hlavní požadavky

Na upevňovacích bodech MPx (mezi přípravkem a zadní lampou) musí být splněny tyto požadavky: Při vyšetřování vlastních frekvencí přípravku (zjištěných při modální analýze) nesmí být při těchto hodnotách frekvencí překročen vstupní signál podle následující tabulky. Její hodnoty nechce firma Hella Autotechnik, spol s.r.o. zveřejňovat.



Graf. 8.1 Norma pro splnění vhodnosti konstrukce stojanu

Vstupním signálem je buzení zrychlením  $1g$ , které se v simulaci zadá do vazeb na základně přípravku (tj. prostřednictvím šroubů, kterými je přípravek uchycen na vibrační stůl).

Kritériem je poté zrychlení (Überhöhung), tj. násobek vstupního signálu (buzení), který je simulací zjištěn na uchycovacích bodech (mezi přípravkem a zadní lampou). Rozsah vyšetřovaných frekvencí je  $0 \div 350$  Hz.

Ostatní požadavky:

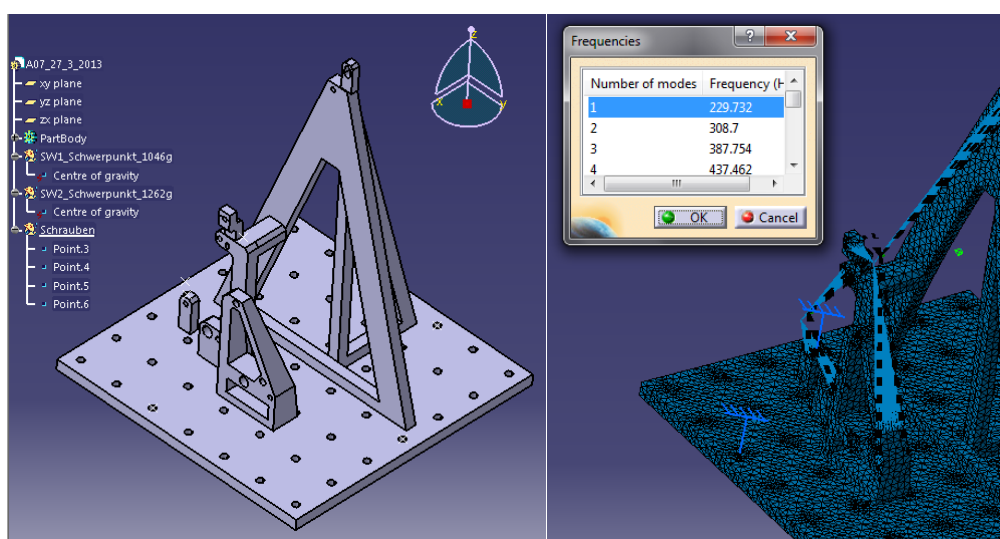
- Co nejnížší hmotnost přípravku
- Rozměry menší než  $500 \times 500 \times 700$  mm (možno upravit)
- Tloušťka základny 20 mm
- Materiál – slitiny hliníku
- Mapa otvorů na základně – rozestup po 75 mm (kvůli upínání na vibrační zařízení)
- Konstrukce přípravku – s výztužemi

## 8.2 Návrhy optimalizace stojanu

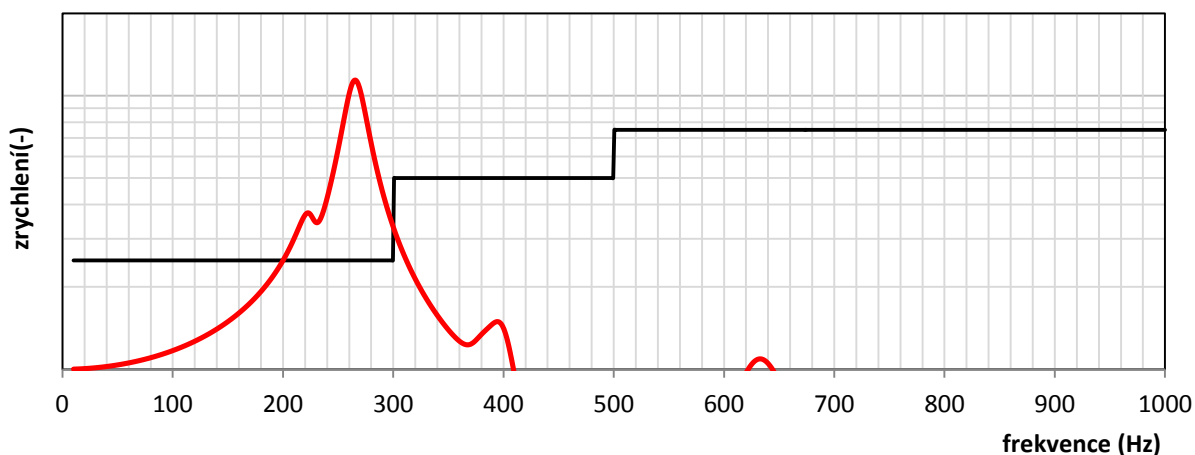
Při navrhování stojanů byla v první fázi použita lineární síť s prvky 10 mm a absolutním průhybem 1 mm. Tato síť byla zvolena kvůli časové náročnosti výpočtu, výsledek této simulace byl použit pouze k informativnímu pohledu a následné modifikaci modelu. Každý návrh byl opatřen základnou o tloušťce 20 mm, na níž se nacházela mapa otvorů pro uchycení ke stolu vibračního zařízení (mapa  $75 \times 75$  mm). Dále byl určen materiál, kterým byla slitina hliníku. Při navrhování bylo také nutné dodržet zadané uchycení světlometu na zkušební stojan a simulovat tak reálné uchycení světlometu na automobil. V neposlední řadě musely být dodrženy maximální rozměry konstrukčního celku, protože na vibrační zařízení byly upínány dva konstrukční celky. Při návrhu stojanu bylo nejkritičtější místo nejvyššího uchycení světlometu při buzení ve směru X a odezva ve směru X, kde je předpokládáno největší zrychlení. Proto bylo uvedeno informativní vyhodnocení pouze v tomto směru s touto odezvou srovnanou s danou normou.

Můj první návrh byl spíše takový pokus omyl pro osvojení metodiky FEM simulace. Sloužil hlavně pro pochopení chování celého stojanu při jeho simulaci, projevení po

přidání materiálu na určitém místě, po přidání žebra, změna pozic šroubů k uchycení ke stolu vibračního zařízení a následném projevu při vyšetřování vlastních rezonančních frekvencí a zrychlení vyšetřovaných bodů. První návrh jsem simuloval se 4-mi clampy, které simulují přišroubování ke stolu vibračního zařízení. Na obr. 8.1 si můžeme všimnout, že první rezonanční frekvence vyšla okolo 230Hz. Jak již bylo zmíněno, byla použita lineární síť. Při použití přesnější parabolické sítě by se tato první frekvence snížila o 20-30 %. Po nalezení rezonančních frekvencí byl navrhovaný stojan buzen vstupním signálem 1 násobku gravitačního zrychlení. Z obr. 8.2 je možné vyčíst, že tento návrh nevyšel z důvodu malé tuhosti. Průběh zrychlení protíná normu okolo 200Hz a roste dále ke své první frekvenci 230Hz.

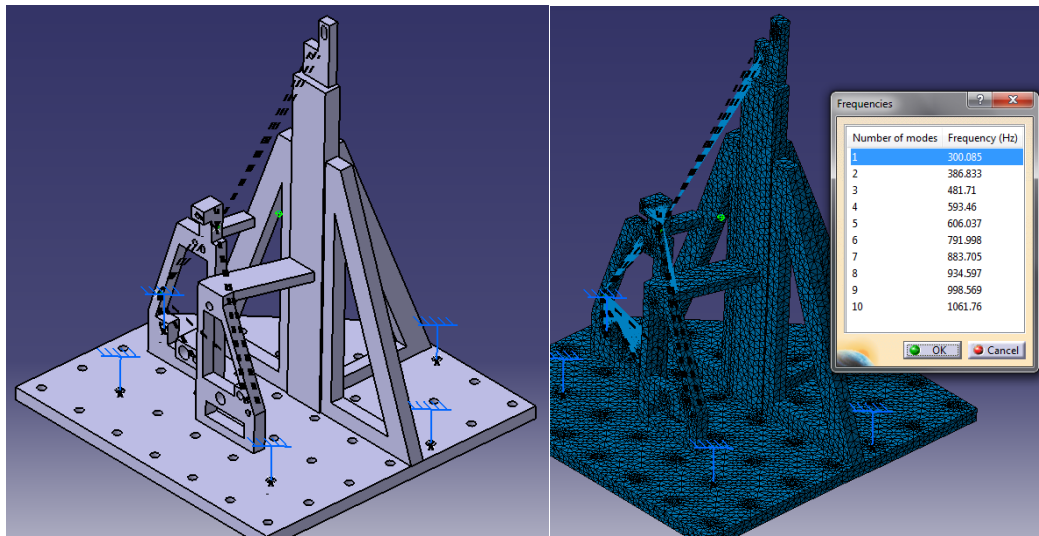


Obr. 8.1 Návrh prvního modelu stojanu (vlevo), výsledek hledaných rezonančních frekvencí (vpravo)

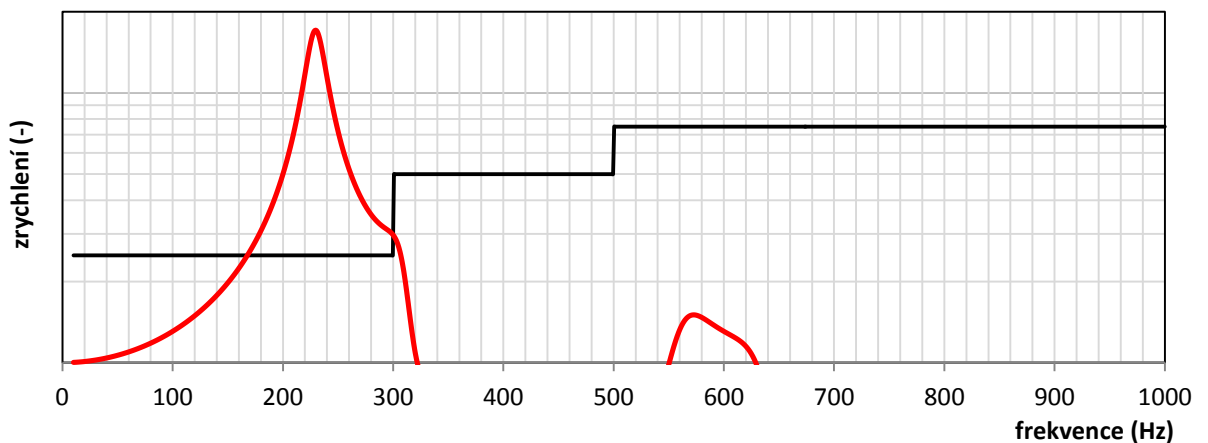


Obr 8.2 Rezonanční frekvence v bodě MP1 buzení ve směru X, odezva X

Po několika neúspěšných úpravách předchozího návrhu se přešlo na jiný návrh. Přibyla středová stojina a k ní trojúhelníkové vzpěry s vnitřním odlehčením. Pro zvýšení tuhosti základny jsem přidal další šroub (nynější počet 5) a také vytvořil 2 celky pro uchycení světlometu na místo jednotlivých jednoduchých kvádrů. Tyto celky jsou napojeny na jednotlivé vzpěry k centrální stojině. Toto řešení nijak nepřidalo, ale spíše naopak. Návrh stojanu je stále málo tuhý, křivka zrychlení protíná normu okolo 170Hz a zrychlení nabývá téměř dvojnásobné hodnoty oproti předchozímu návrhu. Tento model byl smeten ze „stolu“.



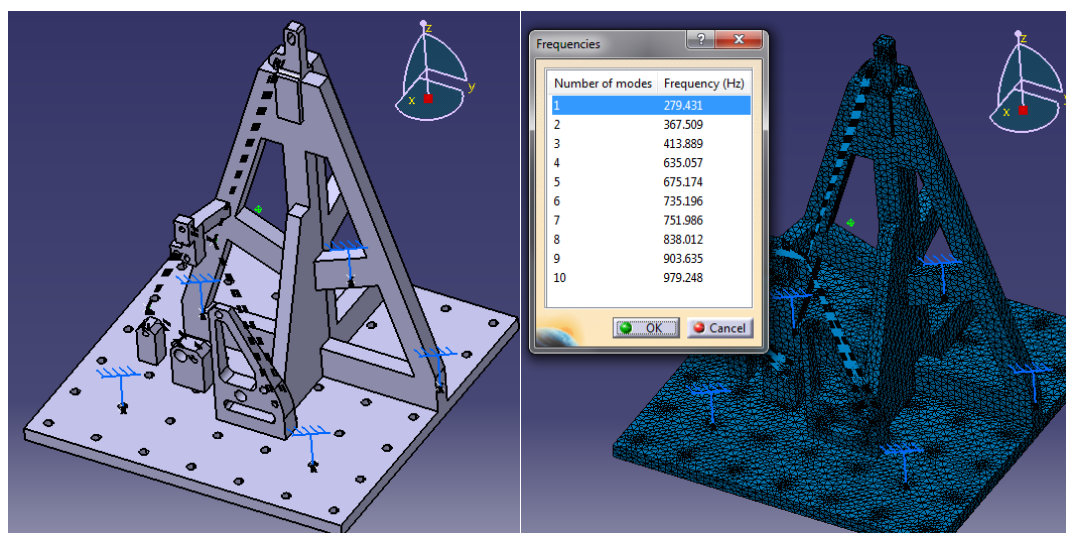
Obr. 8.3 Návrh stojanu (vlevo), výsledek hledaných rezonančních frekvencí (vpravo)



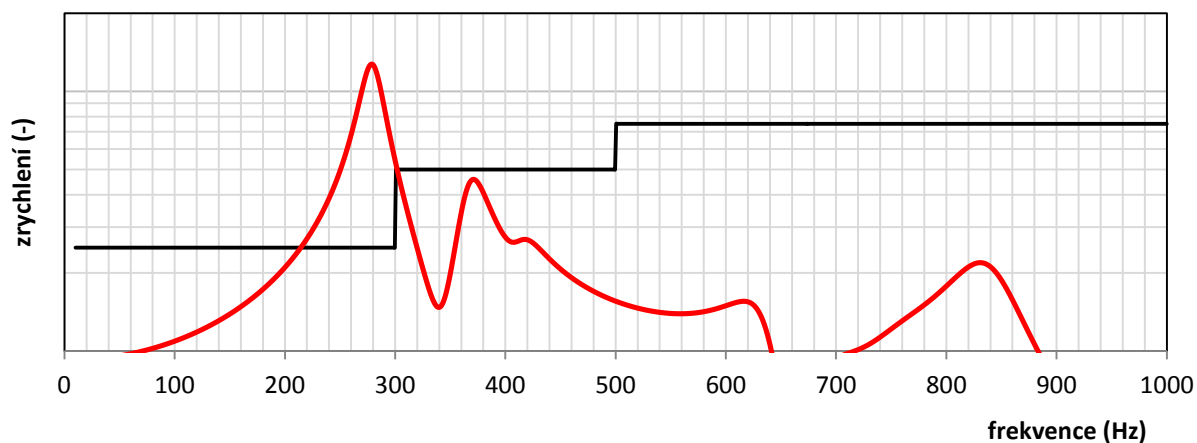
Obr. 8.4 Rezonanční frekvence v bodě MP1 buzení ve směru X, odezva X

Po dalším neúspěšném návrhu jsem se vrátil k jednotlivým jednoduchým kvádrům, které uchycují světlomet v nízké výšce, zde není potřeba složitých konstrukcí pro vytvoření tuhé konstrukce. Ke středové stojině byla mnou zesílena tloušťka vzpěr a vytvořena středová výztuha spojená se stojinou. Pro podporu ve směru X byla přidána další

menší vzpěra, která měla pomoci pro zmenšení zrychlení nejvyššího vyšetřovaného bodu po buzení vstupním signálem. I tento návrh počítá s 5-i šrouby pro upevnění. Z grafu můžeme spatřit výraznou špičku, která nabývá hodnoty zrychlení asi 13-ti násobku vstupního signálu okolo první rezonanční frekvence. První frekvence se nachází okolo 280Hz, stojan nevyhovuje pro nedodržení dovoleného násobku vstupního signálu.



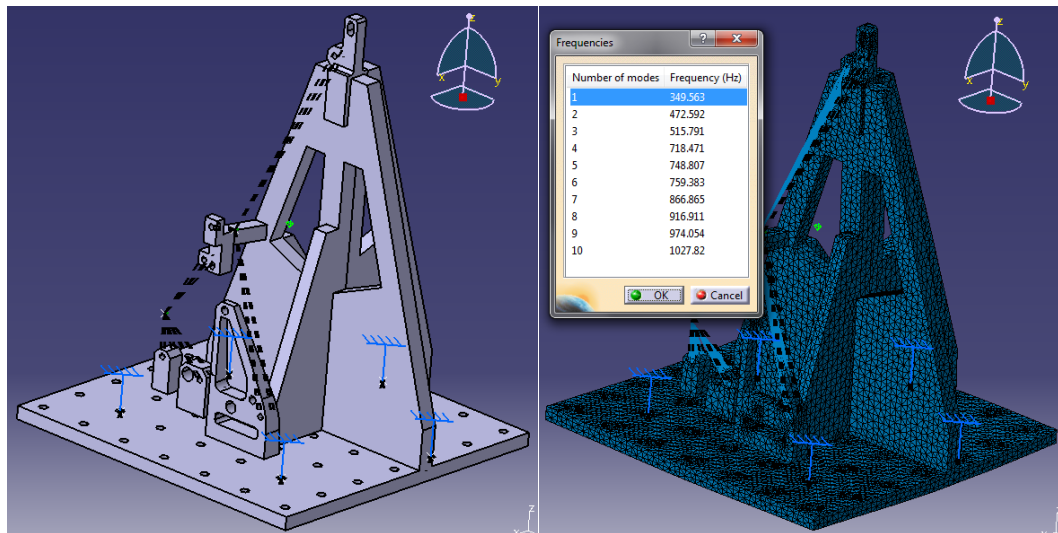
Obr. 8.5 Návrh stojanu (vlevo), výsledek hledaných rezonančních frekvencí (vpravo)



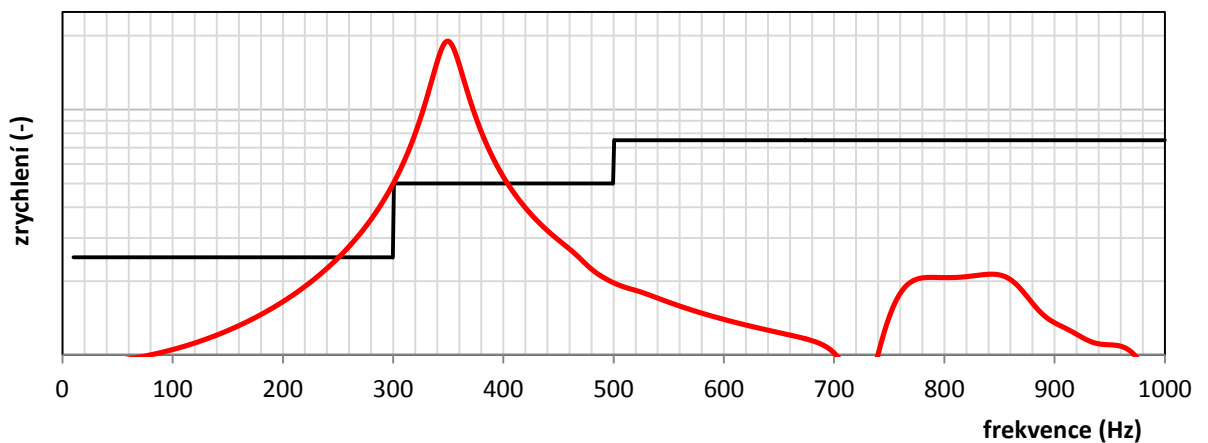
Obr. 8.6 Rezonanční frekvence v bodě MP1 buzení ve směru X, odezva X

Snaha při modifikaci předchozího konceptu byla posunout těžiště konstrukčního celku níž a zvýšit tuhost. Odstranil jsem na vzpěrách spodní odlehčení, čímž bylo dosaženo posunutí vlastních frekvencí, ale naopak bylo zvýšeno násobku vstupního signálu na těchto frekvencích. Jak již můžeme opět na obrázcích pozorovat 1. rezonanční frekvence cca 350Hz. Ani toto řešení se opět neosvědčilo.





Obr. 8.7 Návrh stojanu (vlevo), výsledek hledaných rezonančních frekvencí (vpravo)

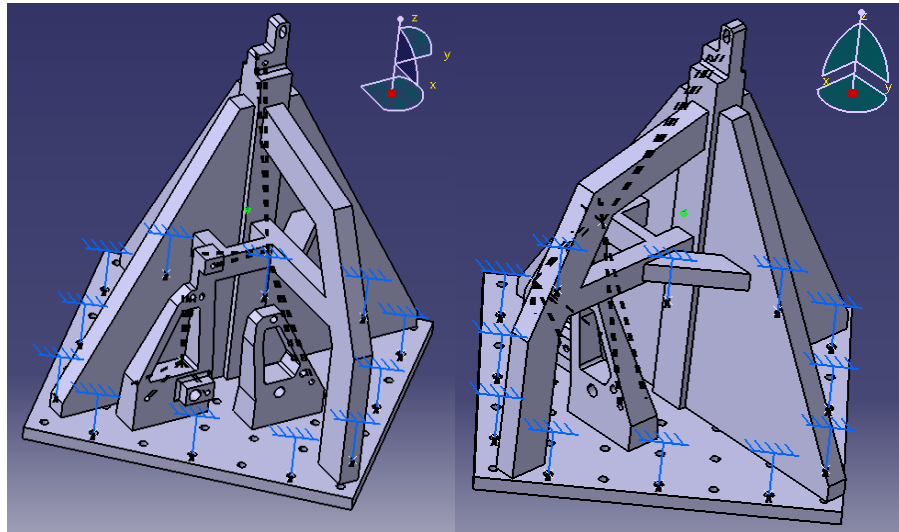


Obr. 8.8 Rezonanční frekvence v bodě MP1 buzení ve směru X, odezva X

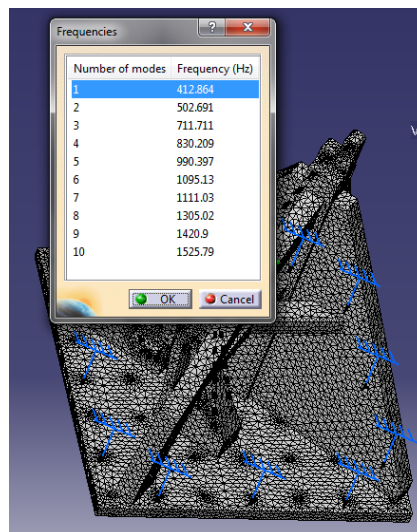
Při tomto návrhu jsem se soustředil na to, abych posunul první frekvenci daleko za hranici frekvence 250Hz. Tím bych zamezil nesplnění zadané normy. Pro přiblížení k absolutně tuhé základní desky jsem zvolil 12 upevňovacích šroubů. Pro dosažení delších vzpěr, pro větší tuhost konstrukce, bylo natočeno uchycení celého světloometu na úhlopříčku základní desky. Bylo mnou vymyšleno i důmyslné tzv. přemostění přes část světloometu za účelem vyztužit celou stojinu v tomto směru. V případě tohoto modelu byly poprvé použity příčných vzpěr. Výsledky této simulace byly překvapivé, první frekvence se nacházela na frekvenci 412Hz. Nakonec ani tento návrh nebyl přijat jako vyhovující, protože natočení o 45° způsobilo natočení os a skládání buzených směrů. Další problém spočíval v nedostatečném místě pod přemostěním, kam by se jen velmi těžko usazovala část světloometu. Nebyly dodrženy maximální rozměry při upínání na stůl vibračního zařízení, protože kdyby se zachovaly osy namáhání, musel by se zkušební stojan otočit



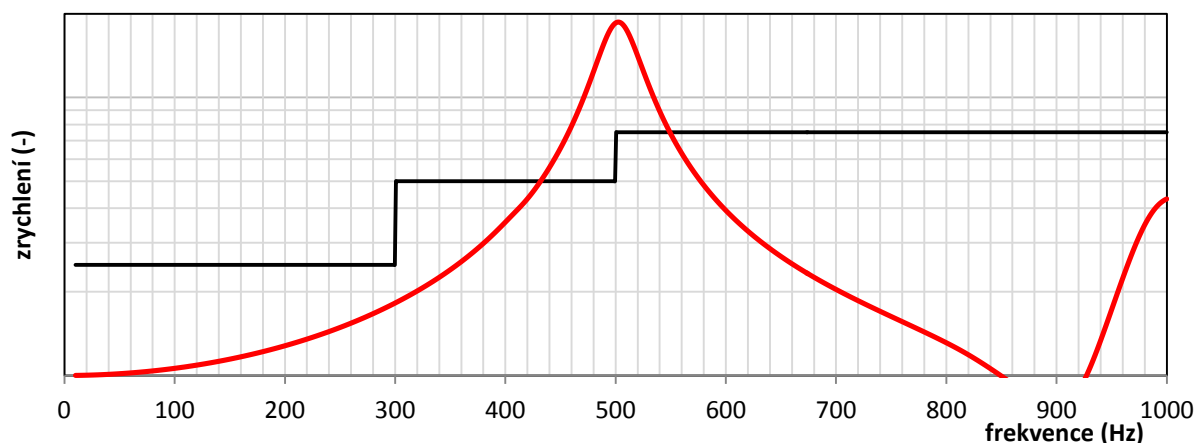
úhlopříčně. Tím vzniká větší rozměr jak 500mm a nemohou se upnout na vibrační zařízení dva stojany.



Obr. 8.9 Pohledy na návrh stojanu

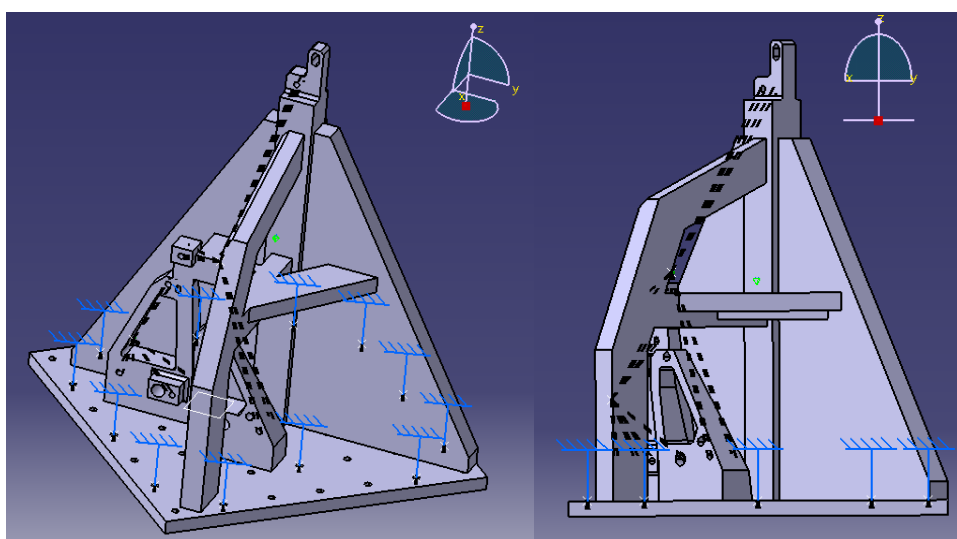


Obr. 8.10 Výsledek hledaných rezonančních frekvencí

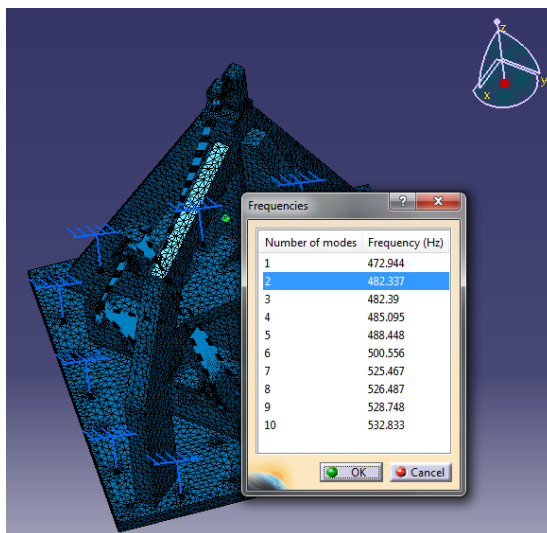


Obr. 8.11 Rezonanční frekvence v bodě MP1 buzení ve směru X, odezva X

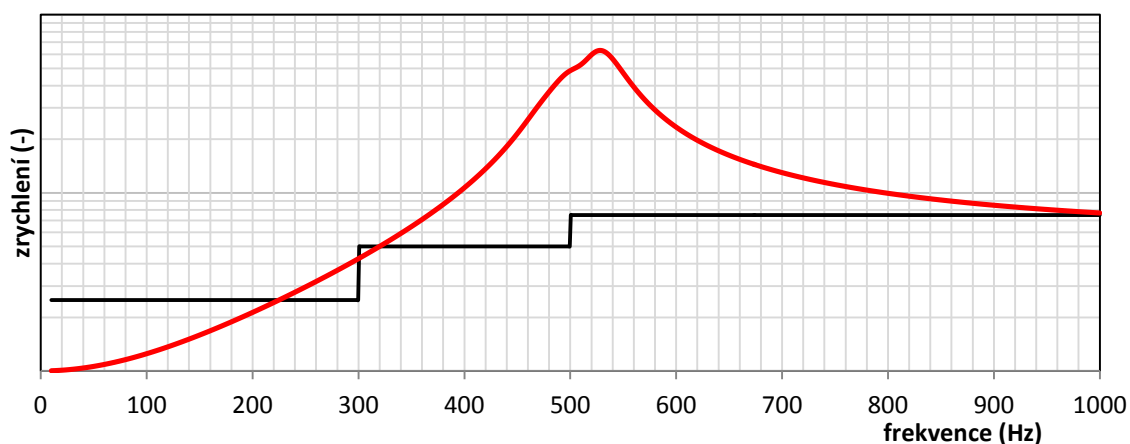
Jako další návrh stojanu uvádím zajímavý jev, když při doladování předchozího nevyhovujícího případu nastal stav, kdy se setkaly první tři rezonanční frekvence velmi blízko sebe. Toto přiblížení způsobilo zesílení příčných vzpěr a přemostňující vzpěry, čímž se sčítaly nahromaděné energie uchovávané při rezonancích a bylo dosaženo téměř 70- ti násobku vstupního signálu okolo 2-3. rezonanční frekvence.



Obr. 8.12 Pohledy na návrh stojanu

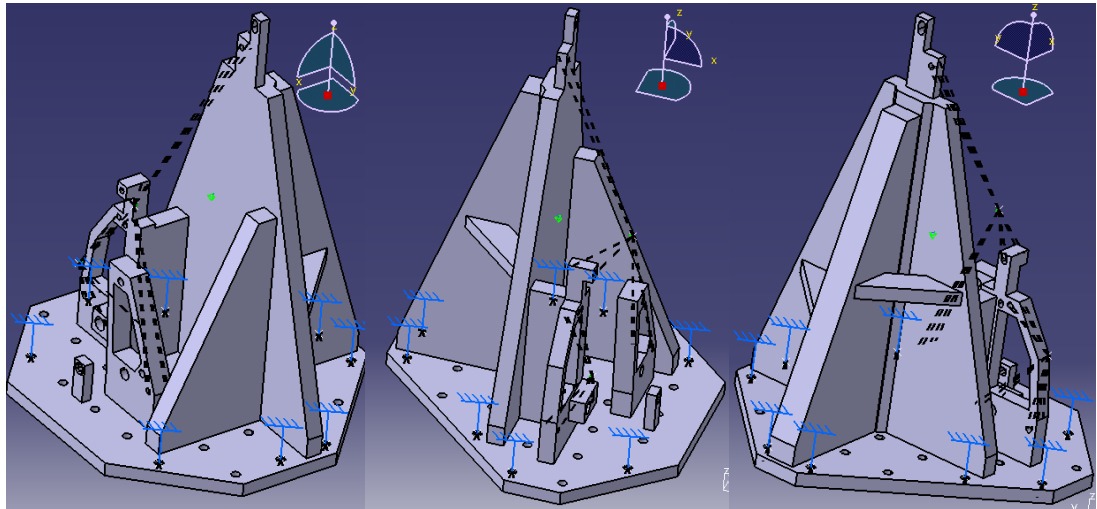


Obr. 8.13 výsledek hledaných rezonančních frekvencí

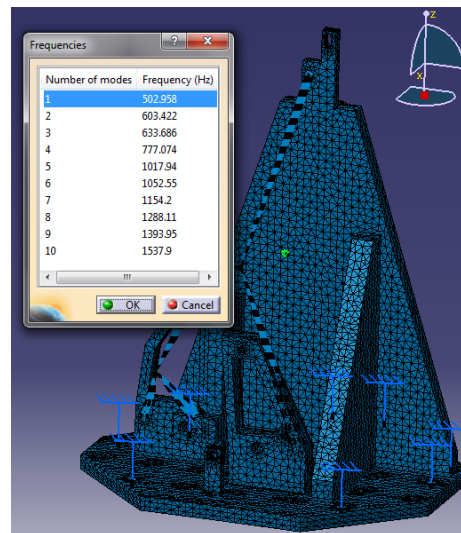


Obr. 8.14 Rezonanční frekvence v bodě MP1 buzení ve směru X, odezva X

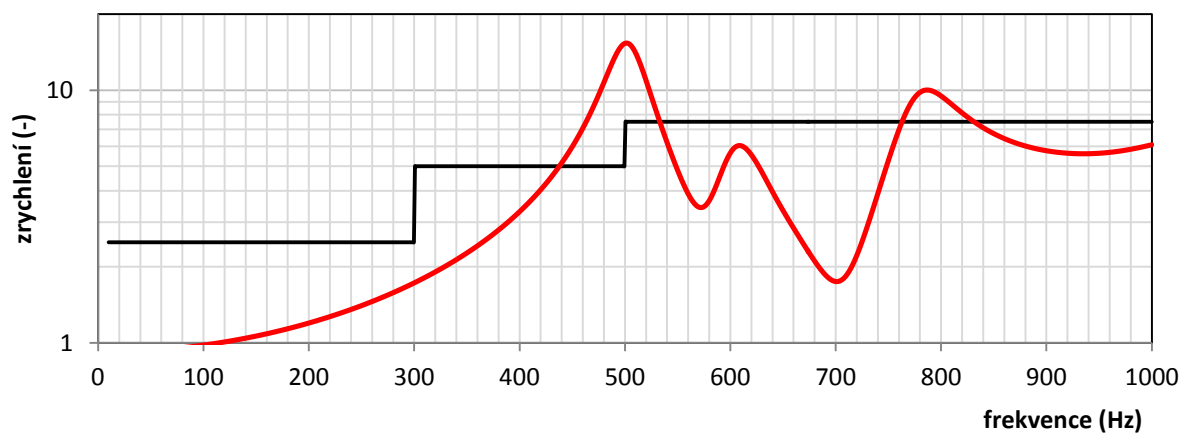
Pro tento návrh jsem zvolil 7 šroubů, umístěných v blízkosti u pat vzpěr. Byla zesílena vzpěra na ose X, zesílená tloušťka měla kompenzovat absenci stejně velké protější vzpěry. Nižší ustavovací a uchycovací body byly vytvořeny do dvou celků, které se budou vyrábět frézováním. Jeden z těchto vyšších celků byl pevně spojen pomocí jednoduché vzpěry, pro dosažení větší tuhosti. Pro uspořádkování hmotnosti byly okraje základny zkoseny, aniž by nějaká část konstrukčního celku zasahovala mimo půdorys. Po výpočtu výsledků v lineární mřížce bylo dosaženo první rezonanční frekvence o hodnotě 502 Hz. Po následném zatížení vstupním signálem 1 g byl výsledek násobek vstupního signálu 15, jelikož jsem dosáhl vysoké první frekvence, špička průběhu zrychlení, nezasahovala do vyšetřovaného místa (0-250 Hz). Návrh zdál se být dostačující, ale bylo nutné provést celou simulaci celou znovu s použitím přesnější parabolické mřížky o stejných parametrech. Tato mřížka je ve srovnání s lineární mřížkou časově i hardwarově náročnější na výpočet.



Obr. 8.15 Pohledy na návrh stojanu




Obr. 8.16 Výsledek hledaných rezonančních frekvencí

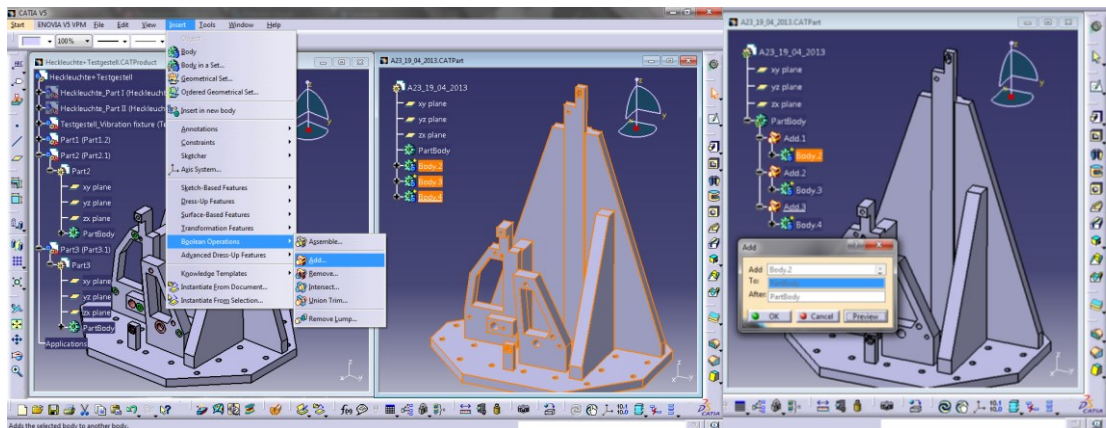


Obr. 8.17 Rezonanční frekvence v bodě MP1 buzení ve směru X, odezva X


### 8.3 FEM simulace

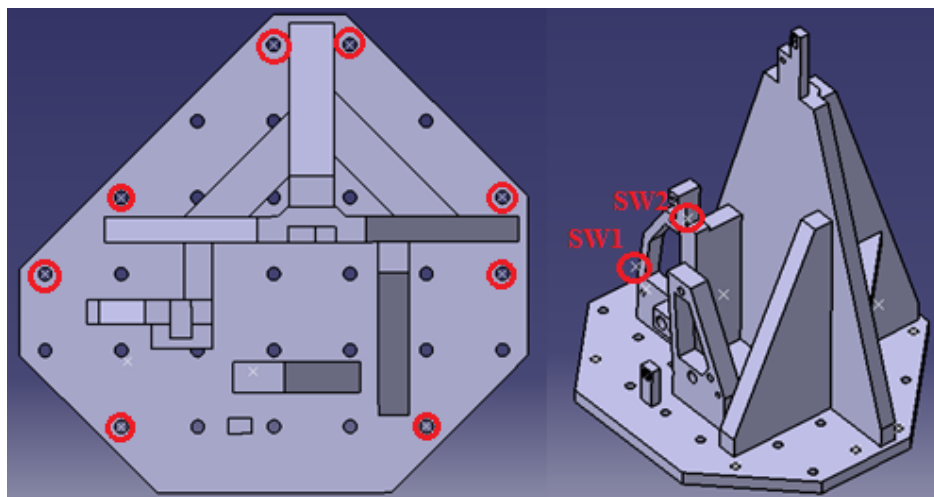
V této kapitole se zabývám metodikou a postupem nastavení FEM simulace na zjednodušeném návrhu stojanu.

Před vytvořením samotné simulace byl převeden PartBody z Productu do jednoho Partu. Sečtení všech zkopírovaných objemů tvořící jeden konstrukční celek bylo provedeno pomocí příkazu Boolean Operations -> add... Následně byl definován pevně daný materiál stojanu, slitina hliníku. Zvolení materiálu je prováděno pomocí příkazu „Apply materiál“ .



Obr. 8.18 Zobrazení postupu použití příkazu Boolean Operations -> Add...

V pracovním prostředí Part musí být vloženy body těžiště, kam se umístí v simulaci hmotnosti částí světloometu. Pro tuto operaci musí být vytvořen nový Geometrical Set, to platí i pro vložení bodů, kde budou Clampy pro simulování uchycení stojanu ke stolu vibračního zařízení.  Postup vkládání hmotnosti do těžiště a vložení Clampů je popsán v části 8.3.4 této kapitoly.



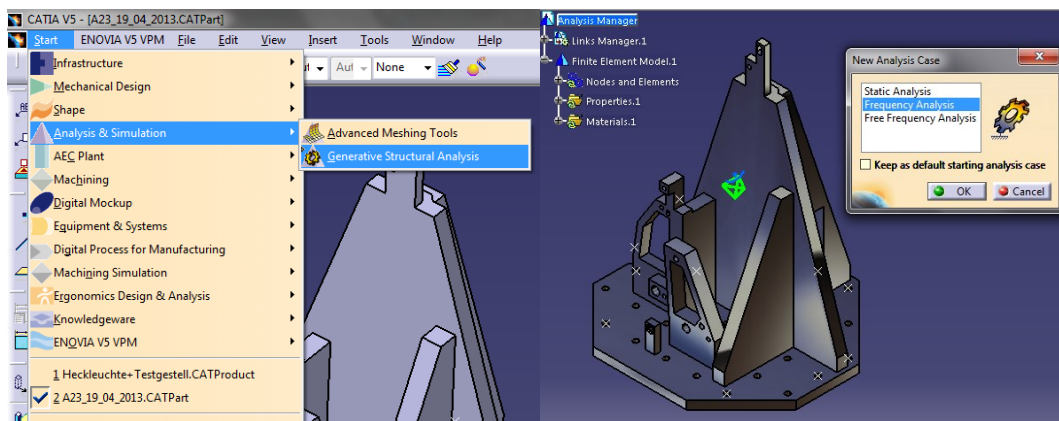
Obr. 8.19 Detail volby pozic šroubů (vlevo), body jednotlivých těžišť (vpravo)

Po vytvoření Partu a vložení bodů se dostáváme k nastavení samotné analýzy. Pro zjištění vlastních frekvencí a zatížení konstrukčního celku buzením 1g je nutné mít licence:

- The Generative Part Structural Analysis (GPS),
- The Generative Assembly Structural Analysis (GAS),
- The Generative Dynamic Analysis (GDY),
- The ELFINI Structural Analysis (EST).

### 8.3.1 Vložení frekvenční analýzy

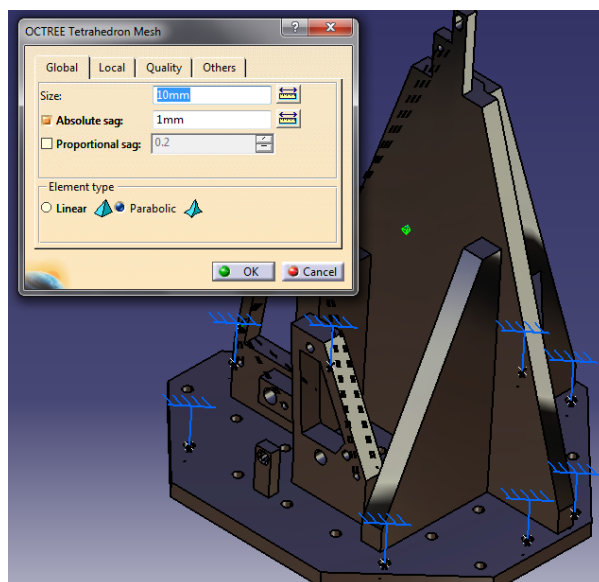
Tato funkce je k dispozici pouze s ELFINI Structural Analysis produktu. Vložení nové Frequency Case umožňuje vytvoření objektů sad u nových specifikací prostředí, a implicitně vyžadují běžné režimy řešení postupu pro výpočet frekvencí vibrací systému a běžné režimy pro daný nestrukturální rozložení hmotnosti v rámci daných omezení.



Obr. 8.20 Vložení Frequency Case

### 8.3.2 Vložení 3D sítě.

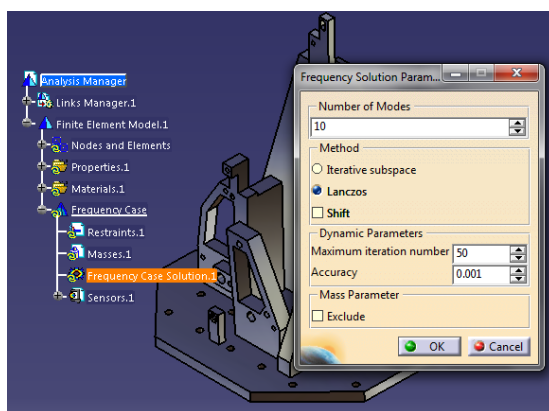
Pro vytvoření a nastavení 3D sítě se dostaneme jednoduše dvojklikem do nabídky. Velikosti elementů byly zvoleny v hodnotě 10mm. Hodnota absolutního průhybu elementu je doporučena volit 1/10 velikosti elementu, což je ve zkoumaném případě velikost průhybu 1mm. Byl zvolen parabolický typ elementu z důvodu větší přesnosti a důvěryhodnosti výsledků analýzy.



Obr. 8.21 Nastavení 3D sítě


### 8.3.3 Frequency Case Solution

Metoda (Iterační subprostor, Lanczos, pro tuto iterační metodu je nutné vlastnit licenci ELFINI Structural Analysis (EST)). Lanczos metoda, Shift: vypočítat režimy mimo dané hodnoty: Auto, 1Hz, 2Hz a tak dále. Auto znamená, že výpočet se provádí na konstrukci, která je částečně volná.



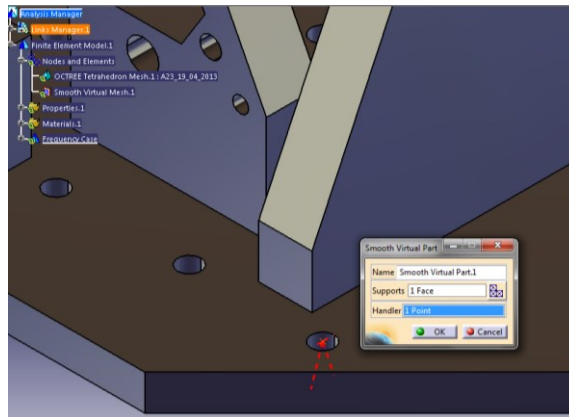
Obr. 8.22 Nastavení Frequency Solution – Metoda Lanczos

### 8.3.4 Vytvoření Smooth virtual Part a Clamp

Příkaz Smooth Virtual Part  umožňuje vytvořit vztah mezi bodem a geometrickou podporu. Smooth Virtual Part je tuhé těleso spojující stanovený bod na část geometrie, chová se jako objekt, který přenáší reakce na hmotu, vazby a zatížení atd. aplikované na vybraný Handler. Smooth Virtual Part bere v úvahu elastické deformační částí, ke kterým je připojen.

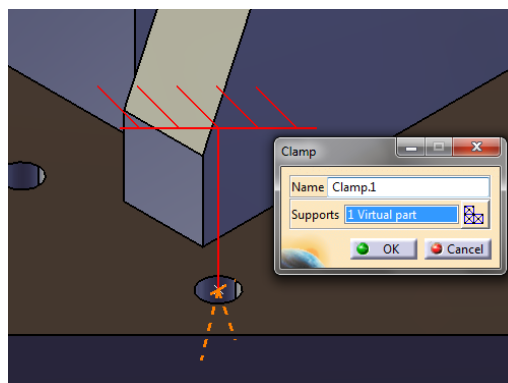


Pro vložení Smooth Virtual Part je nutné vybrat vnitřní plochu pláště otvoru pro šroub a Handler umístit do již předem vytvořeného bodu. Tento bod nám slouží pro usnadnění práce. Kdybychom upravovali tloušťku desky, musel by se potom upravovat každý Clamp, který by byl ve vazbě k Smooth Virtual Part.



Obr. 8.23 Vytvoření Smooth Virtual Part pro následující umístění vazby Clamp

Clampy (svorky) jsou zádržné systémy aplikovatelné na povrch nebo na zakřivené tvary, u nichž je potřeba, aby všechny body byly v následující analýze blokovány a simulovat vetknutí. Clamp patří do objektů Restraint. Je důležité, aby byl analyzovaný model zafixován ve všech globálních stupních volnosti, jinak by v okamžiku statického výpočtu mohla být detekována globální singularita.




Obr. 8.24 Vazba Clampu na Smooth Virtual Part

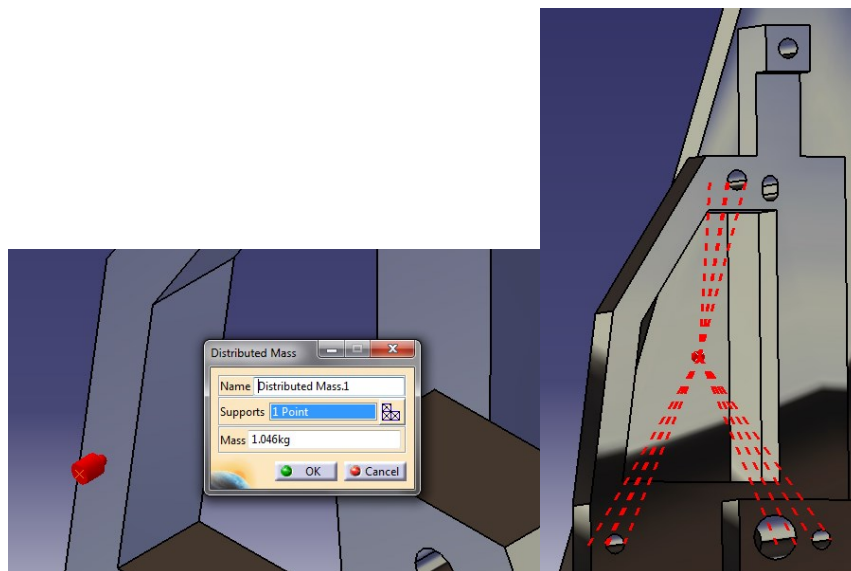
### 8.3.5 Tvorba distribuované hmotnosti

Distribuované hmotnosti se používají k modelování ryze setrvačné (nenosné) systémové charakteristiky, jako doplňkové vybavení. Představují skalární pole hmotného bodu odpovídající celkové hmotnosti soustředěné v daném místě, nacházející se na virtuální části nebo na geometrickém výběru. Uživatel musí specifikovat celkovou hmotnost. Toto množství zůstává konstantní nezávisle na výběru geometrie. Rozložení




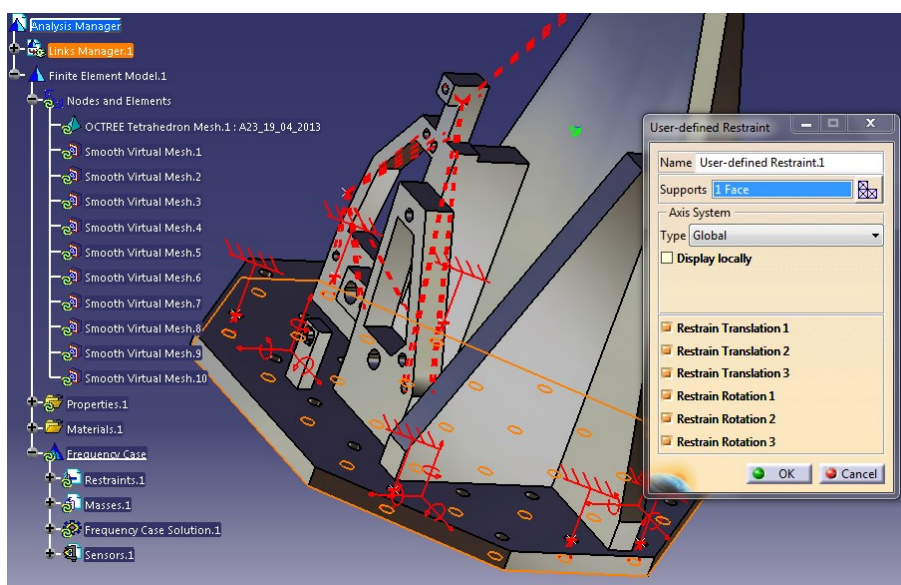
chování závisí na zvolené podpoře. U bodových geometrií nebo prostorových skupin je hmota rovnoměrně rozložena na každém uzlu.

Vložení hmotnosti světloometu do bodu těžiště.  Hmotnost je umístěná do již předem připraveného bodu představující těžiště. Hmotnost byla zavazbena přes Smooth Virtual Part do otvorů, ve kterých je světloomet uchycen. Byly vybrány vnitřní plochy jednotlivých otvorů a jako Handler představuje bod těžiště.

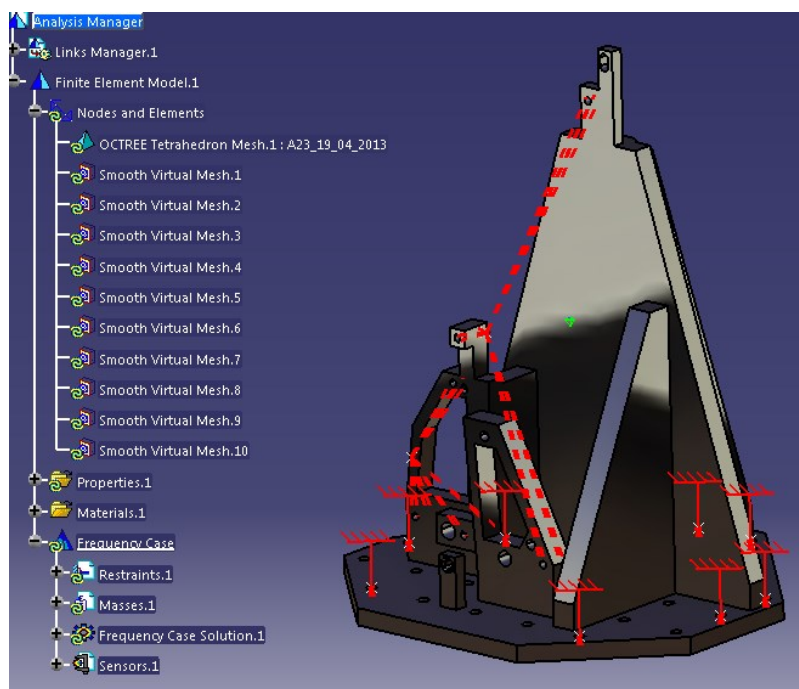


Obr. 8.25 Vkládání hmotnosti (vlevo), zavazbená hmotnost k části stojanu (vpravo)

Další částí je vytvoření simulace s podporou ve směru Z. Použitý příkaz pro vytvoření dokonale tuhé základní desky je User-defined Restraint.  Tato vazba umožňuje odebrat všechny stupně volnosti.




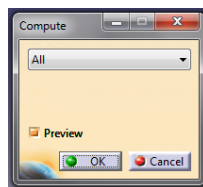
Obr. 8.26 Vkládání podpory v Z a odebrání všech stupňů volnosti



Obr. 8.27 Simulace bez podpory v Z před výpočtem

### 8.3.6 Výpočet dat

Po nastavení celé simulace pro výpočet vlastních frekvencí konstrukčního celku je nutné spočítat data. Pro tuto operaci slouží příkaz Compute .





Obr. 8.28 Okno pro spočítání všech zadaných podmínek

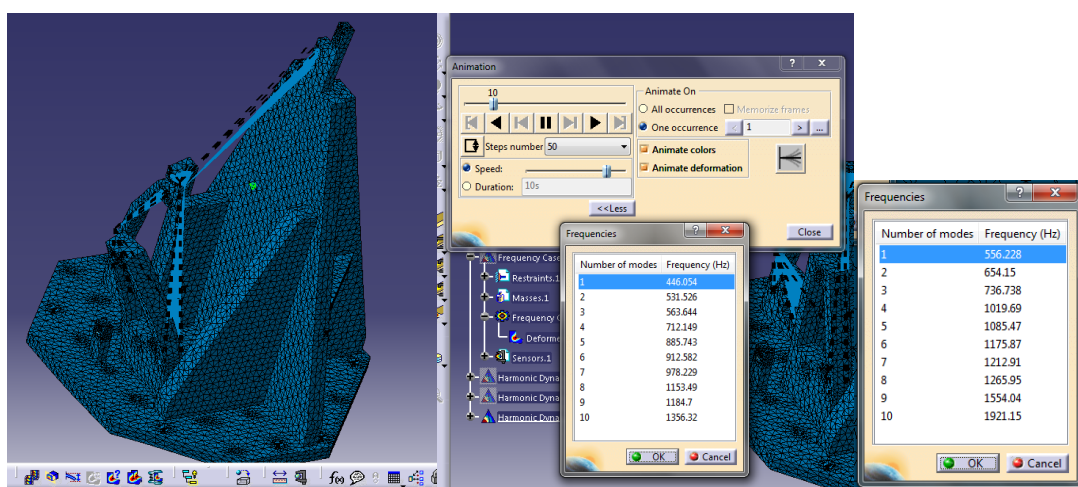
Pro zjištění vlastních frekvencí stojanu je nutné zapnout síť deformací nebo mapu napětí von Mises.

Síť deformací je používána k vizualizaci konečných prvků v deformované konfiguraci systému, v důsledku vlivu zatížení. Síť deformací může být přiřazena k Static Case Solution nebo k Frequency Case Solution.

Napětí von Mises obrázky jsou použity k vizualizaci von Mises modely pole napětí, které představují skalární pole. Množství získané z energetického množství narušení hustoty, které slouží k měření napjatosti. Množství narušení energetické hustoty je často používána ve spojení s napětí materiálu meze kluzu ke kontrole části konstrukční celistvost

podle Von Mises kritérií. Pro konstrukční řešení, by měla být maximální hodnota napětí Von Mises menší, než je tato mez kluzu.

Pro zobrazení sítě deformací a napětí von Mises slouží tyto ikony.  Následně po zobrazení jedné ze sítí je zpřístupněna animace deformací pro jednotlivé vlastní frekvence.  Simulace jich spočítá 10, nás zajímaly především první 3 vlastní rezonanční frekvence. Animaci lze jednoduše nastavit podle uživatelských potřeb, např. počet kroků zobrazovaných deformací a jejich rychlost, zobrazení deformace libovolného řádu vlastních rezonančních frekvencí a další.



Obr. 8.29 Náhled zobrazené deformační sítě (vlevo), výsledek s vlastními rezonančními frekvencemi bez podpory v Z (uprostřed), výsledek s vlastními rezonančními frekvencemi s podporou v Z (vpravo)

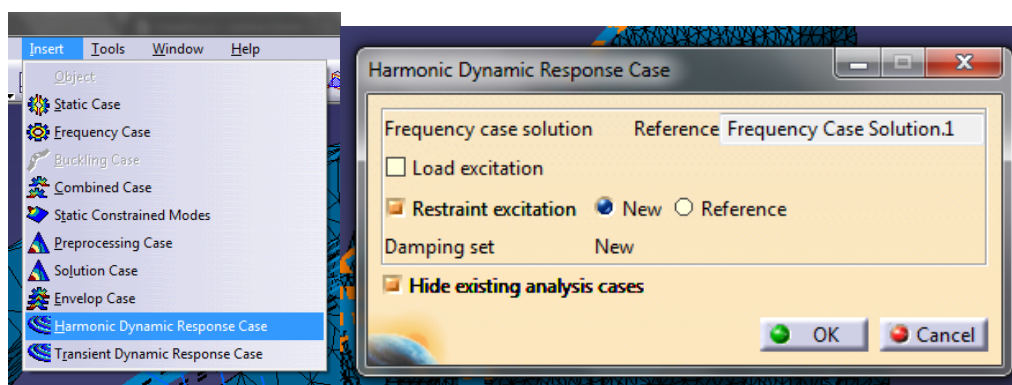
Na obr. 8.33 jsou zobrazeny výsledky analýzy vlastních frekvencí navrhovaného stojanu. Jak již bylo zmíněno, byla použita parabolická síť, velikost elementu 10mm a absolutní průhyb 1mm pro oba případy (s podporou v ose Z a bez podpory v ose Z). První rezonanční frekvence vyšla v případě bez podpory v Z okolo 446Hz, což je velice příznivé. První rezonanční frekvence s podporou ve směru Z je cca o 110Hz vyšší, než je to v případě bez podpory. Samotné vyšetřování násobků vstupního signálu je do 250Hz a reálný vibrační test je prováděn do 350Hz.

### 8.3.7 Vložení Harmonic Dynamic Response Case

Pro vložení Harmonic Dynamic Response Case je nutné vlastnit licenci Generative Dynamic Response Analysis (GDY). Tímto vyšetřováním můžeme konstrukční celek budít určitým zatížením, čímž následně zjistíme hodnoty násobku vstupního budícího signálu.

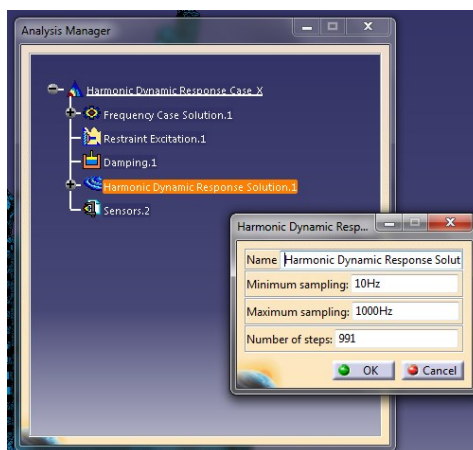
Po spuštění Harmonic Dynamic Response Case se spustí okno, kde je nutné do kolonky Frequency case Reference vložit výsledky předchozí zkoušky pro vyšetření vlastních rezonančních frekvencí. Poté zvolit Restraint excitation – New.

Protože bylo buzeno ve všech 3 globálních osách, bylo nutné vytvořit 3 Harmonic Dynamic Response Case. Nastavení tohoto vyšetřování se od sebe nijak neliší, pouze v případě nastavení Restrain Excitation, které je popsáno dále.



Obr. 8.30 Příkaz Harmonic Dynamic Response Case (vlevo), úvodní okno pro vytvoření HDRC a jeho nastavení (vpravo)

Vzorkování všech vyšetřování bylo nastaveno od 10Hz do 1000Hz a počet kroků 991, pro přesnější vykreslení průběhu funkce.



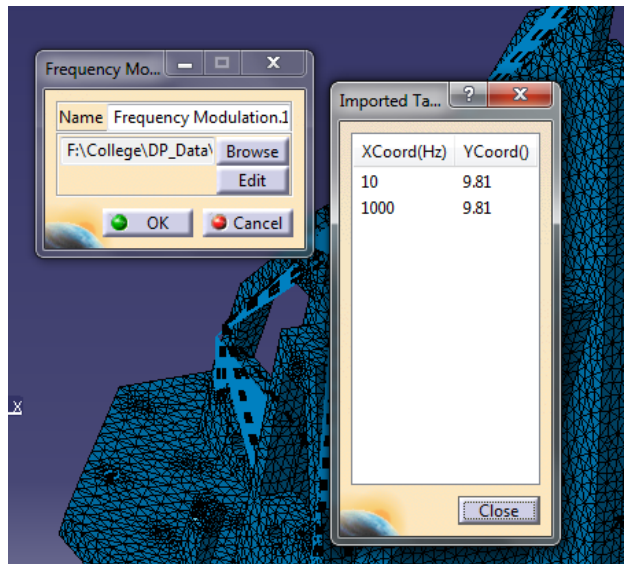
Obr. 8.31 Vzorkování

### 8.3.8 Import frekvenčního modulu

Funkce importu modulu je zpřístupněna až po vložení HDRC. Soubor musí obsahovat hodnoty modulace. V obr. 8.32 je ukázán import tabulky zatížení budící a podmínky soustavy z excelu. Vstupní budící signál je první násobek gravitace (1g), do tabulky podmínek bylo vloženo zrychlení  $9,81 \text{ ms}^{-2}$ .

Tab. 8.1 Tabulka podmínek pro import frekvenčního modulu.

(Hz)	y()
10	9.81
1000	9.81

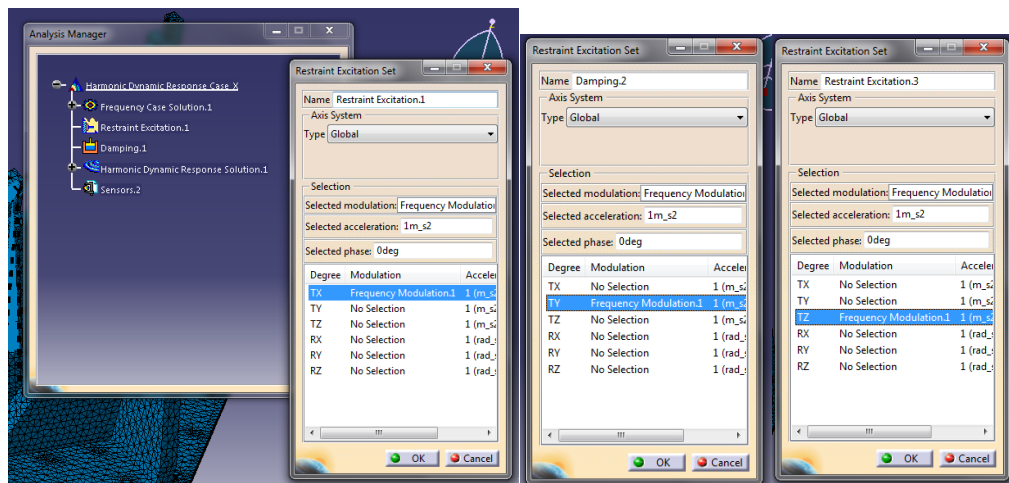


Obr. 8.32 Import tabulky podmínek a její náhled

### 8.3.9 Definování Restrain Excitation

Definování budící soustavy umožňuje nastavit vynucený pohyb podpory v zadané frekvenční oblasti zadaným buzením. Jako typ osového systému byl ponechán globální typ. Následně je nutné vybrat osu namáhání a až posléze vybrat frekvenční modul. Volba akcelerace byla ponechána na  $1 \text{ ms}^{-2}$ , protože hodnota akcelerace je již obsažena ve frekvenčním modulu. Abychom získali namáhání ve všech 3 globálních osách, je nutné vytvořit 3 Harmonic Dynamic Response Case pro každou osu zvlášť (viz obr. 8.33).





Obr. 8.33 Nastavení Restraint Excitation Set pro každou osu zvlášť

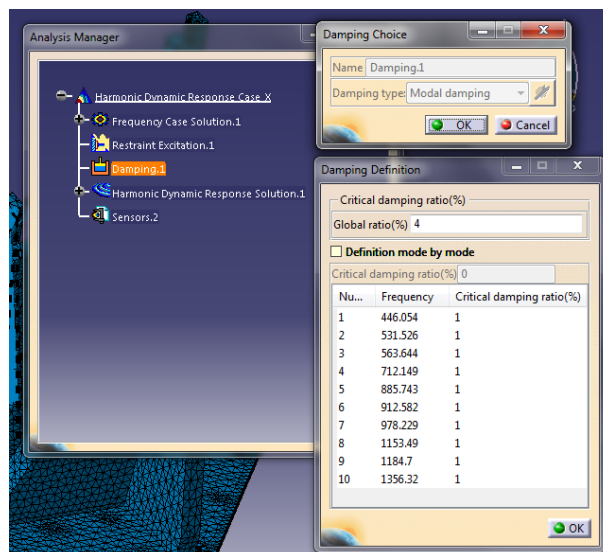
### 8.3.10 Damping – tlumení

Definování tlumení umožňuje nastavit výsledné tlumení konstrukčního celku, jakmile byla na něj síla použita. Globální poměr umožňuje definovat faktor hodnotu kritického tlumení pro všechny režimy, pro všechny vlastní frekvence. Modální tlumení je zlomek kritického tlumení. Kritické tlumení se vypočítá následovně:

$$Cr = 2\sqrt{mk}$$

kde  $m$  je hmotnost systému a  $k$  tuhost systému.

Pro materiál slitiny hliníku je přiřazeno hodnota tlumení 4 %. Určení této hodnoty je popsáno v kapitole 4.7.

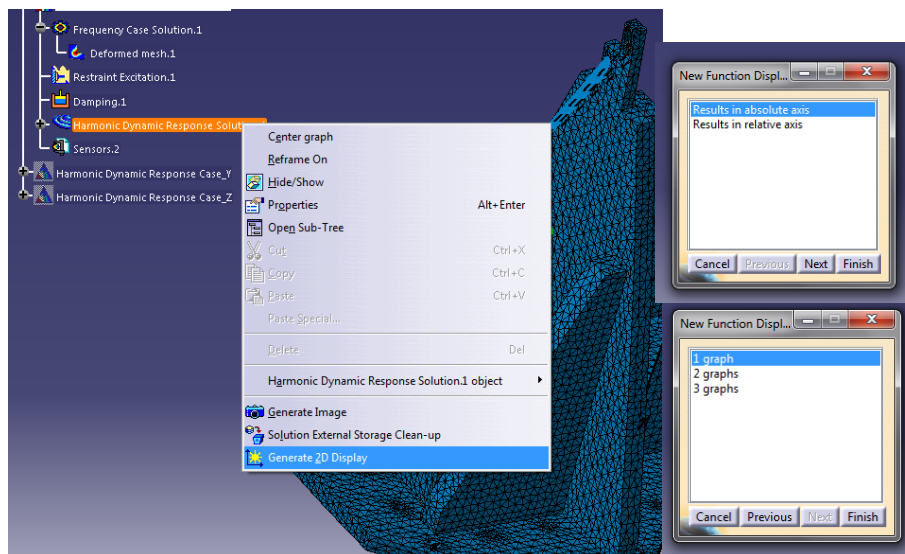


Obr. 8.34 Vložení hodnoty tlumení

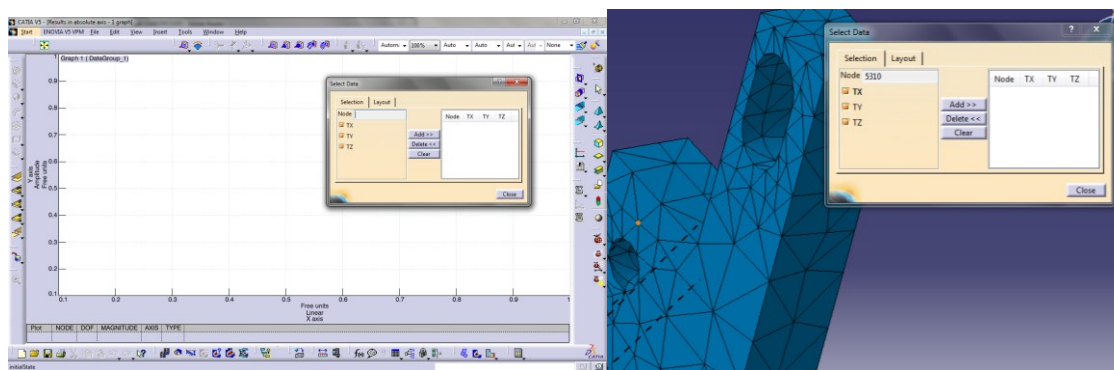
### 8.3.11 Vykreslení 2D grafů

V programu CATIA je možné vygenerovat graf funkce. Graf je možné upravovat a exportovat data do \*.xls, popřípadě \*.txt.

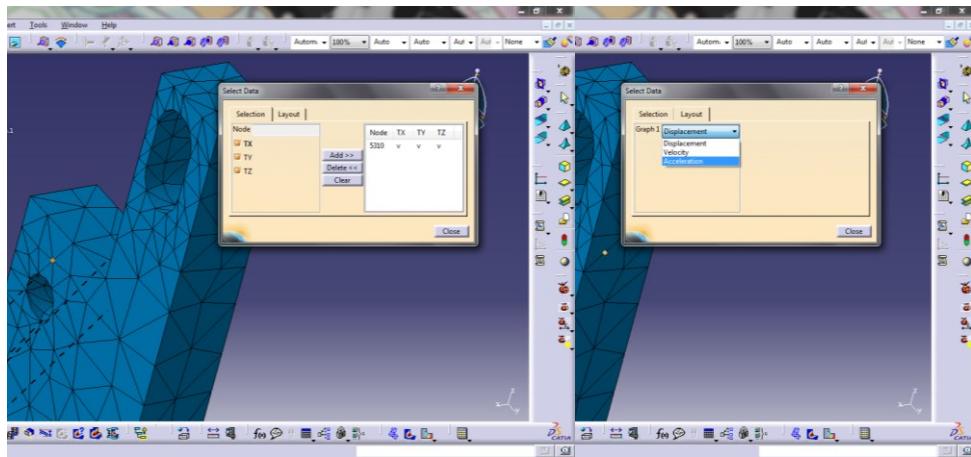
Pro vykreslení průběhu simulace byla použita volba výsledků absolutní ose. Po otevření okna s grafem je nutné označit v simulaci bod blízko vyšetřovaného místa. Pro správné vykreslení grafu byl nastaven výstup na zrychlení. Stručný návod pro vykreslení 2D grafu je zachycen na obr. 8.35 – 8.38.



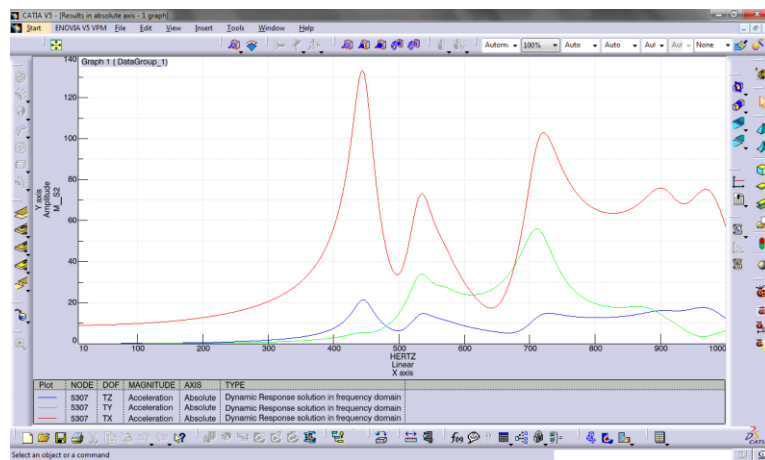
Obr. 8.35 Stručný postup pro vykreslení 2D grafu



Obr. 8.36 Prostředí 2D grafu (vlevo), vybrání bodu v blízkosti vyšetřovaného bodu (MP1)(vpravo)



Obr. 8.37 Přidání bodu pro vykreslení (vlevo), nastavení výstupu zrychlení (vpravo)

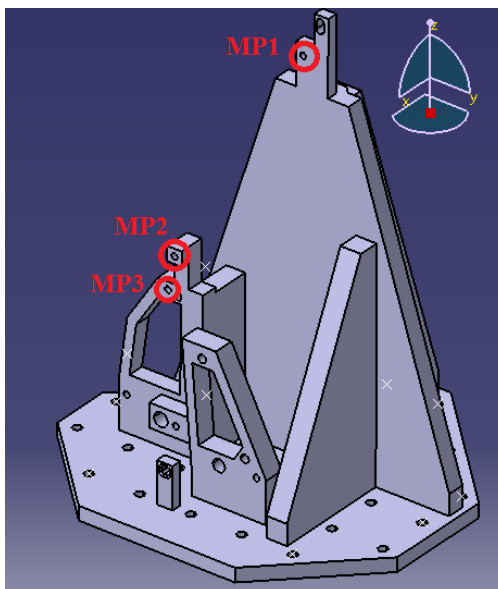


Obr. 8.38 Vykreslení grafu v programu CATIA pro bod MP1 buzení ve směru X

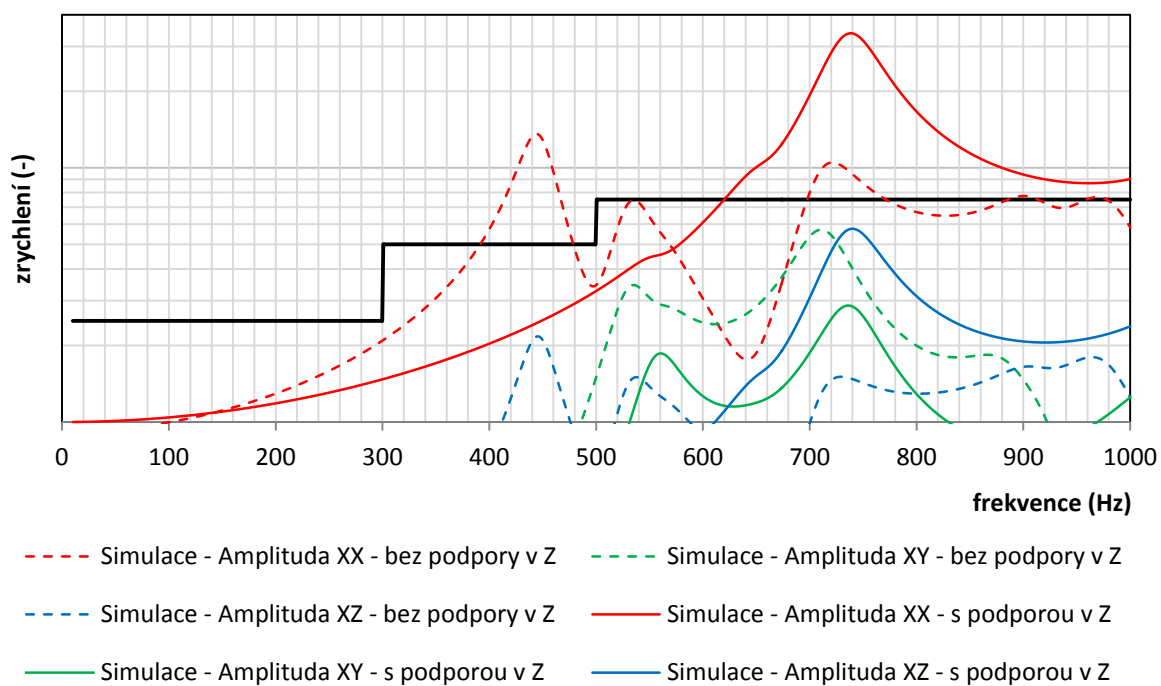


## 8.4 Výsledky analýzy stojanu

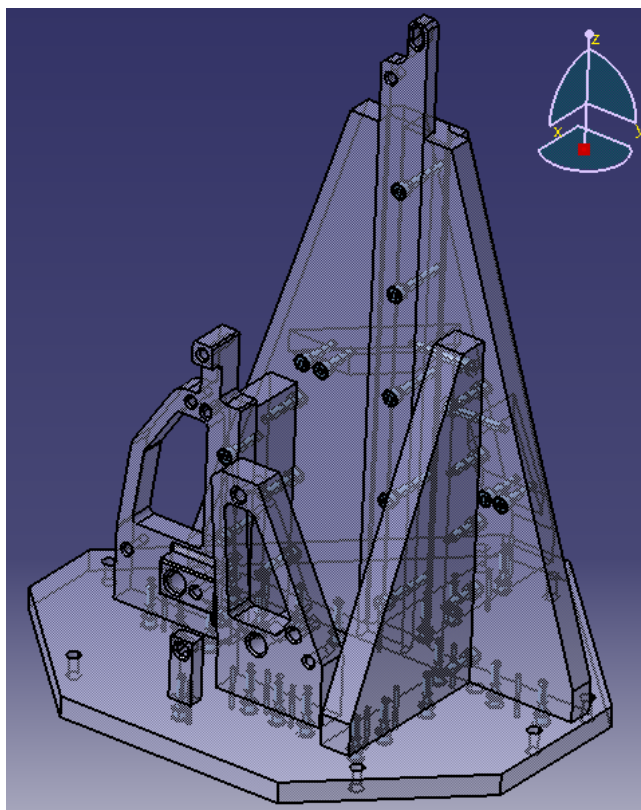
Zpracování výsledků bylo provedeno v programu MS Excel, do kterého byla exportována data z vykreslených grafů průběhů zrychlení vytvořených v CATII. Nejkritičtější místo na konstrukčním celku představuje bod MP1, na který je světlomet uchycen a který je nejvýše umístěný. Zde se předpokládají největší výkmity a zrychlení, obzvláště v ose X. Jak již bylo zmíněno, frekvenční rezonance stojanu jsou vyšetřovány do 250Hz. Samotný test pokračuje do 350Hz, protože simulaci byla nastavena až do 1000Hz. Vyhodnocení simulací s podporou a bez podpory ve směru Z bylo provedeno do grafů podle vyšetřovaných bodů a podle směru buzení. V této kapitole je uveden pouze graf s nejkritičtějším místem. Zbývající grafy jsou uvedeny v přílohách G-O. Z grafu 8.8 je patrné, že tento model stojanu je dostatečně tuhý a splňuje v simulaci normu, v níž je vyšetřován. Návrh stojanu v simulaci bez podpory v Z splňuje danou normu do 390Hz a v simulaci s podporou ve směru v Z až do 620Hz. Tento výsledek dokládá skutečnost splnění zadání diplomové práce. Při optimalizaci stojanu byl brán zřetel i na relativní jednoduchost konstrukčního celku a jeho smontovatelnost pomocí šroubů. Z obr. 8.41 je patrné, že pro přesné usazení dílů byly použity klasické ustavovací kolíky. Optimalizovaný stojan pro vibrační zkoušky váží 32kg bez světlometu (podle CATIA V5).



Obr. 8.39 Zobrazení vyšetřovaných bodů



Obr. 8.40 Výsledky rezonančních frekvencí navrhovaného stojanu v bodě MP1, buzení ve směru X, simulace bez a s podporou v Z



Obr. 8.41 Sestava

## 9 Vypracování seznamu zásad týkajících se konstrukce zkušebních stojanů

V deváté kapitole je uveden seznam zásad pro konstrukci zkušebního stojanu, který by měl přispět ke zkrácení doby vývoje samotného stojanu a zvýšení efektivity následných simulací.

- Tuhost a hmotnost zkušebního stojanu

Při konstruování zkušebního stojanu je velice důležité, aby byl co nejlehčí a nejtužší. Stojan na světlomet při simulacích nebo reálných vibračních zkouškách můžeme přirovnat k tělesu o hmotnosti stojanu se světlometem zavěšeného na pružině o tuhosti celku. Čím větší bude hmotnost a nižší tuhost, získáme tím nižší vlastní rezonanční frekvenci a vyšší zrychlení jednotlivých vyšetřovaných bodů, což je nežádoucí.

- Umístění a geometrie podpor

Volba umístění podpor závisí na směru buzení signálu a síle. S cílem zvýšení tuhosti konstrukčního celku je nutné umístit podpory v místech nejlépe mezi dva otvory pro šrouby. Volba umístění musí také umožňovat snadný přístup pro připojení konektorů světlometu a jeho nastavení. Jejich pozice je důležitá i kvůli omezenému místu a omezené hmotnosti stojanu. Podpory by měly být co nejjednodušší pro jejich výrobu a jednoduchou smontovatelnost do celku.

- Volba pozic šroubů

Umístění a počet šroubů je důležité pro získání kýžené tuhosti stojanu pro vibrační zkoušky světlometu. Umístění šroubů stojanu ke stolu vibračního zařízení by se měli volit k patám podpěr. Vzniká zde v těchto místech k největším ohybům základové desky. Další pozice by měla být volena s ohledem na přístup následného upínání.

- Tloušťka základové desky

Na tuhosti konstrukce stojanu samozřejmě závisí i tloušťka základové desky. Čím je tato tloušťka větší, tím se více přiblíží v simulaci s podporou a bez podpory v Z vlastní rezonanční frekvenci. Tloušťka desky pomáhá posouvat těžiště stojanu níže, ale musí být stále brán ohled na hmotnost stojanu. Při konstruování je nutné dodržet síť otvorů pro upínání ke stolu vibračního zařízení. Pro úsporu hmotnosti není nutné dodržet dané maximální rozměry.

- Přístup k zapojení konektorů a jiné nastavení světlometu

Konstrukce stojanu musí umožnit snadný přístup k zapojení konektorů potřebných pro správnou funkci světlometu, aniž by ho pracovník musel pracně sundávat ze stolu vibračního zařízení, sundat světlomet a následně připojit nebo odpojit konektory. Ušetří se tak drahý čas zbytečnými operacemi.

## 10 Závěr

V teoretické části je vypracována literární studie o vibrační zkoušce světlometu, prováděné ve společnosti, o měřených veličinách. Dále se studie zabývala FEM simulacemi a principem této zkoušky. V další části se pojednává o konstrukci zkušebních stojanů.

V první části diplomové práce bylo provedeno porovnání skutečných naměřených hodnot z reálného měření s hodnotami získanými ze simulací provedených v rámci diplomové práce. Porovnání bylo prováděno za situace, kdy stojan byl testován na vibračním zařízení s uchycením pomocí více šroubu se světlometem nebo bez světlometu nebo s uchycením čtyř šroubů umístěných v rozích základny bez světlometu. Po poskytnutí výsledků z reálného měření a modelu již zkonstruovaného stojanu, byly provedeny FEM analýzy a porovnání dat mezi sebou. Bylo zjištěno, že reálnému měření se nejvíce přibližuje simulace bez podpory v Z. Rezonanční frekvence reálného měření a rezonanční frekvence získané simulací bez podpory v Z se neliší mezi sebou o více než 60Hz a v určitých případech jsou téměř shodné. Blízkost hodnot z reálného měření a ze simulace bez podpory ve směru Z přikládám k faktu, že při zadávání vazeb při nastavování podmínek hledání rezonančních frekvencí nelze simulovat prohýbání základní desky jen v jednom směru. Vazby v simulaci dovolují prohýbání základní desky stojanu v obou směrech v ose Z nebo ji vytvořit absolutně tuhou. Porovnání simulace s reálnými měřeními bylo úspěšné, protože ve většině případů simulace bez podpory v Z podávaly horší výsledky, než jak tomu bylo při reálném měření. Hodnoty se nacházely do 60Hz a násobky vstupního signálu se také ve většině případů lišily maximálně do 20%.

Dalším cílem diplomové práce bylo optimalizovat zkušební stojan pro vibrační zkoušky světlometu. V této části je uvedeno několik návrhů a také postup použitý při optimalizaci stojanu. Pro porovnání jednotlivých návrhů jsou v diplomové práci uváděny grafy vytvořené v programu MS Excel, kam byly exportovány data z vykreslených grafů průběhů zrychlení v CATII. Nejkritičtější místem na konstrukčním celku představuje bod MP1, na který je světlomet uchycen a který je nejvýše umístěný. Zde se předpokládají největší výkmity a zrychlení, obzvláště v ose X. Frekvenční rezonance stojanu jsou vyšetřovány do 250Hz a samotný test pokračuje do 350Hz, kdy simulaci byla nastavena až do 1000Hz. Výsledkem optimalizace bylo zkonstruování dostatečně tuhého stojanu a splňující normu, v němž je vyšetřovaný. Návrh stojanu v simulaci bez podpory v Z splňuje

danou normu do 390Hz a v simulaci s podporou ve směru v Z až do 620Hz. Tento výsledek dokládá skutečnost splnění zadání diplomové práce. Při optimalizaci stojanu byl brán zřetel i na relativní jednoduchost konstrukčního celku a jeho smontovatelnost pomocí šroubů. Pro přesné usazení dílů a snadný přístup pro připojení kabeláže ke světlometu byly použity klasické ustavovací kolíky.

V poslední části diplomové práce je vypracován seznamu zásad týkajících se konstrukce zkušebních stojanů.

## Zdroje

- [1] Interní dokumentace a fotodokumentace firmy HELLA Autotechnik, spol. s.r.o
- [2] FABIAN a Jana FABIÁNOVÁ. Vývoj automobilových reflektorů a bezpečnost jízdy v noci. [online]. [cit. 2013-04-14]. Dostupné z: <http://www.bozpinfo.cz/win/tisk.html?clanek=5459727>
- [3] HELEBRANT F., ZIEGLER J. (2006): *Technická diagnostika a spolehlivost II. Vibrodiagnostika*. 1. vydání. Vysoká škola Báňská - technická univerzita Ostrava. Studijní text. ISBN 80-7044-814-8
- [4] BILOŠ, Jan a Alena BILOŠOVÁ. *Vibrační diagnostika* [online]. Vydání první. Ostrava, 2012 [cit. 2013-04-14]. Dostupné z: [http://www.337.vsb.cz/materialy/vibracni\\_diagnostika/BilosovaVIBDI\\_skripta.pdf](http://www.337.vsb.cz/materialy/vibracni_diagnostika/BilosovaVIBDI_skripta.pdf)
- [5] Rezonance. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2013-05-14]. Dostupné z: <http://cs.wikipedia.org/wiki/Rezonance>
- [6] Ing. FINK, Michal a Ing. Ladislav ŘEZNÍČEK. *FEM/MKP - Základy použití metody konečných prvků pro technické výpočty v programu Autodesk Inventor Professional* [online]. Trutnov, 2006 [cit. 2013-05-14]. Dostupné z: <http://www.spstrutnov.cz/o-skole/projekty/technicke-vypocty/skripta-fem-mkp.pdf7>
- [7] PROF. ING. HORYL. *Podpůrné materiály pro předmět MKP II* [online]. Ostrava [cit. 2013-05-14]. Dostupné z: [http://www.337.vsb.cz/materialy/PodpurneTexty\\_MKP2.pdf](http://www.337.vsb.cz/materialy/PodpurneTexty_MKP2.pdf)
- [8] CATIA. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2013-05-14]. Dostupné z: <http://cs.wikipedia.org/wiki/CATIA>
- [9] DASSAULT SYSTÈMES. *Generative Structural Analysis* [online]. [cit. 2013-03-26]. Dostupné z: [http://www.catiadesign.org/\\_doc/catia/v5r14/catpdfestug\\_C2/estug.pdf](http://www.catiadesign.org/_doc/catia/v5r14/catpdfestug_C2/estug.pdf)
- [10] Metoda konečných prvků. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2013-05-10]. Dostupné z: [http://cs.wikipedia.org/wiki/Metoda\\_kone%C4%8Dn%C3%BDch\\_prvk%C5%AF](http://cs.wikipedia.org/wiki/Metoda_kone%C4%8Dn%C3%BDch_prvk%C5%AF)
- [11] LEINVEBER J., VÁVRA P. *Stojnické tabulky* (4. Přepřacované vydání). Úvaly, 2008, ALBRA – pedagogické nakladatelství, 914 s. ISBN 978-80-7361-951-7.

- [12] *Inovativna avtomobilska tehnologija IAT 2012*. první. 2012.
- [13] ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
- [14] ČSN ISO 690 *Bibliografické citace*. Obsah, forma a struktura. Praha: Český normalizační institut, 1996. 33 s.



## Seznam příloh

Příloha A: Rezonanční frekvence stojanu HELLA - **MP1 Buzení ve směru Y**  
Porovnání simulace a reálného měření, s podporou a bez podpory v Z, bez světloometu a uchycení s více šrouby

Příloha B: Rezonanční frekvence stojanu HELLA - **MP2 buzení ve směru Y**  
Porovnání simulace a reálného měření, s podporou a bez podpory v Z, bez světloometu a uchycení s více šrouby

Příloha C: Rezonanční frekvence stojanu HELLA - **MP3 buzení ve směru Y**  
Porovnání simulace a reálného měření, bez podpory a s podporou v Z, bez světloometu a uchycení s více šrouby

Příloha D: Rezonanční frekvence stojanu HELLA - **MP1 buzení ve směru X**  
Porovnání simulace a reálného měření, bez podpory a s podporou v Z, bez světloometu a uchycení s více šrouby

Příloha E: Rezonanční frekvence stojanu HELLA - **MP1 buzení ve směru X**  
Porovnání simulace a reálného měření, bez podpory a s podporou v Z, se světloometem a uchycení s více šrouby

Příloha F: Rezonanční frekvence stojanu HELLA - **MP1 buzení ve směru X**  
Porovnání simulace a reálného měření, s podporou a bez podpory v Z, se světloometem a uchycení s více šrouby

Příloha G: Rezonanční frekvence optimalizovaného stojanu - **MP1 buzení ve směru X**  
Porovnání simulace s podporou a bez podpory v Z, se světloometem a uchycení s více šrouby

Příloha H: Rezonanční frekvence optimalizovaného stojanu - **MP2 buzení ve směru X**  
Porovnání simulace s podporou a bez podpory v Z, se světloometem a uchycení s více šrouby

Příloha I: Rezonanční frekvence optimalizovaného stojanu - **MP3 buzení ve směru X**  
Porovnání simulace s podporou a bez podpory v Z, se světloometem a uchycení s více šrouby

Příloha J: Rezonanční frekvence optimalizovaného stojanu - **MP1 buzení ve směru Y**  
Porovnání simulace s podporou a bez podpory v Z, se světloometem a uchycení s více šrouby

Příloha K: Rezonanční frekvence optimalizovaného stojanu - **MP2 buzení ve směru Y**  
Porovnání simulace s podporou a bez podpory v Z, se světloometem a uchycení s více šrouby

Příloha L: Rezonanční frekvence optimalizovaného stojanu – **MP3 buzení ve směru Y** Porovnání simulace s podporou a bez podpory v Z, se světlometem a uchycení s více šrouby

Příloha M: Rezonanční frekvence optimalizovaného stojanu – **MP1 buzení ve směru Z** Porovnání simulace s podporou a bez podpory v Z, se světlometem a uchycení s více šrouby

Příloha N: Rezonanční frekvence optimalizovaného stojanu – **MP2 buzení ve směru Z** Porovnání simulace s podporou a bez podpory v Z, se světlometem a uchycení s více šrouby

Příloha O: Rezonanční frekvence optimalizovaného stojanu – **MP3 buzení ve směru Z** Porovnání simulace s podporou a bez podpory v Z, se světlometem a uchycení s více šrouby

Příloha P: Výkresová dokumentace – SN2KIT01-PIR032-DP (Sestava)